

高等学校试用教材

制浆造纸设备

北京轻工业学院编

中国财政经济出版社

統一書号: K15166•107

定 价: 1.90 元

高等学校試用教材
制 漿 造 紙 設 备
北京輕工业学院編

*

中国財政經濟出版社出版
(北京永安路18号)
北京市書刊出版业营业許可証出字第111号
中国財政經濟出版社印刷厂印刷
新华書店北京发行所发行
各地新华書店經售

*

850×1168毫米^{1/32}·13^{8/32}印张·9插頁·322千字
1962年11月第1版
1963年4月北京第2次印刷
印数: 1,101~2,150 定价: (10)1.90元
統一書号: K15166·107

高等学校試用教材

制 漿 造 紙 設 備

北京輕工業學院編

中國財政經濟出版社

1963年·北 京

前 言

高等院校制浆造纸专业的教学计划规定，学生在校期间，应学习一定的有关机械基本理论方面的课程，以获得这方面必要的知识。“制浆造纸设备”课程的设置，是为了综合应用这些知识，进一步密切联系本专业的生产实际。

对工艺技术人员来说，只有熟悉与了解主要专业设备的结构性能，才能做到合理使用设备，妥善地管理与维修设备，以保证正常生产。本书的编写即为配合“制浆工艺学”和“造纸工艺学”两书，以加强学生对专业设备的认识。

本书是根据75~80的讲授学时安排的。

本书内容的取舍主要根据下列几点：

1. 一般通用设备（例如液体输送设备、风送设备、空气压缩机、搅拌设备、蒸发设备、热交换器、过滤设备、洗涤装置等）均在“化工生产过程与设备”课程中讲授，本书不予列入，以免重复。

2. 凡是对机械设备的结构不予详细阐述，即难以说明工艺操作的，例如：各种型式的磨木机、离心式筛浆机、焙烧设备、连续蒸煮器等这些与工艺操作关系特别密切的设备，均在“制浆造纸工艺学”课程中讲授，本书一律不予列入，以使本课程与工艺学课程既能更好地配合，而又尽量减少重复。

3. 本书列入“车间运输机械化设备”一章，概括地叙述制浆造纸工业生产过程中常用的运输设备，使学生了解某些主要运输机械的性能，从而了解选用这些设备的原则。

4. 制浆造纸工业的机械设备类型很多，如逐一阐述，则既易与“制浆造纸工艺学”重复，且将使本书的内容过多，难以适应学时数的规定。为此，本书采用归纳的办法，尽量选择典型设备进行叙述，使学生获得有关专业机械设备方面最基本的知识。

5. 本書着重研究主要专业設備的結構原理，了解其使用与維修方法，并重点闡述某些主要构件的強度計算和設備的功率計算。

6. 考虑到設備安装工程主要是由机械技術人員負責的，工艺技術人員一般只是参加安装工程的驗收工作。因此，本書对設備安装方面的材料未予列入。讀者有需要时可參閱这方面的有关書籍。

本書的編写，由于缺乏經驗和編写的時間仓促，取材与編排难免有不够詳尽、不够妥当之处，竭誠希望讀者不吝批評指正。

本書由北京輕工业学院造紙教研室叶达文、鍾香駒等同志負責編写。在編写过程中，承蒙无錫輕工业学院造紙教研組和沈阳輕工业学院造紙教研組提供了意見。書編就后經輕工业部教材編审委员会組織有关人員进行了校閱，認為可以作为輕工业高等学校試用教材。

目 录

第一章 車間运输机械化設備	(7)
第一节 带式运输机.....	(7)
第二节 鏈式拉木机.....	(30)
第三节 刮板运输机.....	(52)
第四节 斗式提升机.....	(59)
第五节 螺旋輸送机.....	(68)
第六节 起重設備.....	(72)
第二章 切料設備	(79)
第一节 刀輥式切料机.....	(79)
第二节 盘式切料机.....	(87)
第三章 蒸煮設備与噴放鍋	(105)
第一节 蒸球.....	(105)
第二节 蒸煮鍋.....	(115)
第三节 噴放鍋.....	(134)
第四章 篩选設備	(137)
第一节 振動式除节机.....	(138)
第二节 立式离心除渣机.....	(147)
第三节 平板篩浆机.....	(155)
第四节 离心式篩浆机.....	(166)
第五章 打漿設備	(170)
第一节 打漿机.....	(171)
第二节 錐形磨漿机.....	(202)
第三节 盘形磨漿机.....	(214)
第四节 水力碎漿机.....	(222)
第六章 造紙机	(226)

第一节	概述	(226)
第二节	造纸机的棍子	(228)
第三节	纸幅形成部	(257)
第四节	压榨部	(307)
第五节	干燥部	(326)
第六节	压光机	(345)
第七节	卷纸机	(353)
第八节	造纸机的传动	(358)
第九节	造纸机的试运转与验收	(371)
第七章	整纸机	(374)
第一节	超级压光机	(374)
第二节	复卷机	(382)
第三节	平板切纸机	(393)

第一章 車間運輸機械化設備

第一节 帶式運輸機

一、帶式運輸機的構造與主要構件

帶式運輸機在制漿造紙工業中應用極廣，可用以運送散粒物料（例如竹片、草片、木片、葦片、石灰石、硫鐵礦石等）或成件物品（例如草捆、葦捆、竹捆、原木、板皮、成件紙張等）；也可用以運輸半濕性物料（例如濃度較大的漿料、石灰渣、濕損紙等）。

帶式運輸機（圖 1—1）具有一根無端的運輸帶 *a*，張掛在運輸機兩端的鼓輪上。在兩個鼓輪之間安設有多个輓筒 *d*，以支承運輸帶，使其平整，以利運送物料。圖中驅動鼓輪 *b* 是由原動力通過一系列的傳動機構帶動，進而驅動運輸帶，再由運輸帶帶動各个輓筒和張緊鼓輪 *c*。物料經漏斗 *e* 或其他型式的供料裝置送到運輸帶上，根據需要運送至一定地點，然後在驅動鼓輪 *b* 處或運輸機的任何一處，採用專門的卸料裝置卸除。

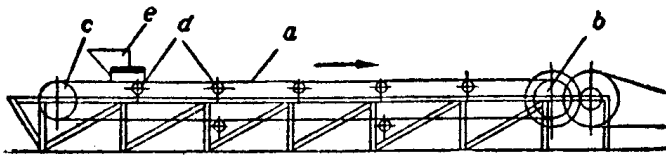


圖 1—1 帶式運輸機結構圖

帶式運輸機的優點是：構造簡單，用一個聯動機就可將物料送到很長的距離；生產率大；在高速運轉時仍能保持平靜而無噪聲；功率消耗極小。

带式运输机的缺点是:

(1) 除鋼带运输机外, 运输物料温度一般应不低于零下 10°C , 不高于 60°C 。在特殊情况下, 运输物料的最高温度也不能超过 120°C ;

(2) 不适宜于运送具有危害性的化学作用或机械作用的物料;

(3) 只适用于在与水平綫成較小傾斜角度的运输;

(4) 如要求同时几个地方卸料, 則带式运输机的构造是較為复杂的。

带式运输机的长度一般在200~250米以下, 但也有达300米的。在傾斜作业时, 为避免物料发生倒溜, 运输机的傾斜角度不宜过大, 一般应較运输物料与运输带之間形成的摩擦角約小 $10^{\circ}\sim 15^{\circ}$ 。同时在必要时应装上止逆掣动装置, 以防倒溜。表1—1所列為运输各种物料的最大容許傾斜角度。

表 1—1 物料运输最大容許傾斜角

物 料 名 称	最大容許傾斜角度	物 料 名 称	最大容許傾斜角度
普通煤、碎石	18°	葦捆、草捆、竹捆	$18\sim 20^{\circ}$
大块矿石	18°	葦片、竹片、草片等	20°
水泥、石灰石、硫鉄矿	20°	木 片	$16\sim 18^{\circ}$
細級煤	$20\sim 22^{\circ}$	鋸 末	20°
碎矿石	25°	成件物品	20°
煤 粉	28°		

必要时, 可在运输带上釘上横向木条或皮带, 以防止物料下滑, 这样就可加大运输机傾斜作业时的傾斜角。

二、带式运输机的元件

(一) 运输带 常用的运输带有棉織布带 (破坏强度約350公斤/厘米²)、麻織布带 (破坏强度約400公斤/厘米²)、橡 胶 带

(破坏强度約500公斤/厘米²或70公斤/厘米·层)和鋼帶(破坏强度約12000~15000公斤/厘米²)。

棉布帶和麻布帶价格低廉,但易吸收湿氣,伸縮不定,且又易于腐爛或磨損,运输能力又不高,故一般很少采用。

鋼帶是用冷軋鋼制成,具有很大强度,很好的耐磨性和很高的耐热性能。目前采用鋼帶的寬度一般为300~650毫米,厚度0.6~1.2毫米(最常用厚度为0.8~1.0毫米)。冷軋而成的鋼帶卷成筒狀,每卷长250米。鋼帶接头一般是以5毫米直径的鉚釘搭接冷鉚。

使用鋼帶时,必須注意:

(1) 需要配备直径較大的鼓輪(1000~1200毫米)和較大的輓筒,因此其机体較大,金属用量也較多;

(2) 鋼帶运输机的最大容許傾斜角較小,一般仅为胶带运输机的最大容許傾斜角的65~70%左右;

(3) 安装时必须进行細致的調整,否則很容易跑偏,以致损伤机架及鋼帶边;

(4) 冷軋鋼帶本身寬度較小,运输寬度超过650毫米,則必須将数条鋼帶进行縱向鉚接,方能使用;

(5) 当鋼帶的寬度小于600毫米时,不能适应槽型运输之用。

基于上述各点,造纸工业目前很少采用鋼帶运输。

橡胶帶是由若干层棉織布組成,每层布的两面都复有硫化的橡胶,使各层布很好地粘貼在一起(图1-2)。橡胶帶常用寬度为400、500、650、800、1000、1200、1400毫米等;层数一般

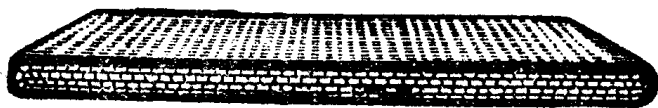


图1-2 带式运输机用的橡胶帶

为2~10层，根据运输带的宽度和受拉强度情况，以及运输物料品种而定（表1—2）。通常在每层布与布之间的橡胶敷衬物厚度，约为1.2~1.5毫米，而橡胶带外层工作表面的橡胶复面厚度则应特别加厚（表1—3）。

表 1—2 橡 胶 带 层 数 的 选 择

运输物料单位堆积重量	$\gamma < 1.2$ 吨/米 ³	$\gamma = 1.2 \sim 1.6$ 吨/米 ³	$\gamma > 1.6$ 吨/米 ³
橡 胶 带 宽 度 (毫米)	最 少 层 数		
400	2	3	3 ~ 4
500	2 ~ 3	3 ~ 4	4
650	3	4	5
800	3	4	5
1000	4	5	6
1200	4	5	6
1400	4	5	6

表 1—3 橡 胶 带 工 作 表 面 的 橡 胶 复 面 厚 度

物 料 的 状 态 和 物 理 性 能	工作表面的橡胶复面厚度 (毫米)
纖維性物料（例如木屑、木片、葦片、草片等）和不易损伤橡胶带的类似物料	1.5
碎煤、碎石、砂、土壤、水泥和对橡胶带略有輕微损伤的类似物料	1.5
碎块物料（例如粗碎石、块煤、焦煤、搗碎矿块、冷却铁滓等）和对橡胶带有較大损伤的类似物料	3.0
大块物料（例如石灰石、矿石等）和对橡胶带有很大损伤的类似物料	3.0~6.0
布包装或紙包装的成件物品	1.5~3.0
装在木箱內的輕便成件物品（重量在5公斤以內）	1.5~3.0
对橡胶带有很大损伤的笨重成件物品	3.0~6.0

由上表可見，如輸送物料对橡胶带具有很大损伤时，通常是

采用較厚的工作复面。但为增加橡胶带的柔性，并降低其制造成本，底面的橡胶复面一般是采用1毫米厚度。

橡胶带的层数又可根据其最大张力来估算，即：

$$\therefore S_{\text{Max}} = BZ \frac{\sigma_p}{K} \text{ 公斤} \quad (1-1)$$

$$Z = \frac{k S_{\text{Max}}}{B \sigma_p} \text{ 层} \quad (1-2)$$

式中 S_{Max} ——橡胶带的最大张力，公斤；

B ——橡胶带的允許宽度，厘米；

Z ——橡胶带的层数；

σ_p ——橡胶带的最大破坏强度，公斤/(厘米)(层)；

K ——安全系数，一般采用10~13。

橡胶带单位长度的重量則可以根据其宽度、层数和复面厚度来决定，一般可采用下列近似公式进行計算。

$$q_0 = [1.3Z + 1.5 (\delta_1 + \delta_2)] B \text{ 公斤/米} \quad (1-3)$$

式中 q_0 ——橡胶带单位长度的重量，公斤/米；

δ_1, δ_2 ——橡胶带工作面和非工作面的橡胶复面厚度，毫米；

B ——橡胶带宽度，米。

橡胶带带端的連接方法一般采用粘合法。将带端各层順次在其全寬切割成阶梯形，使其相对的阶段互相吻合（图1—3中簡

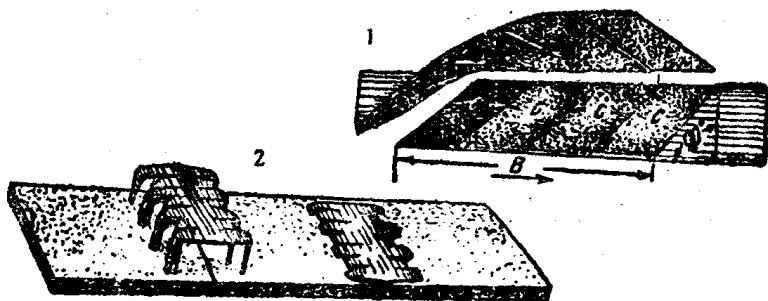


图1—3 橡胶带带端的連接法

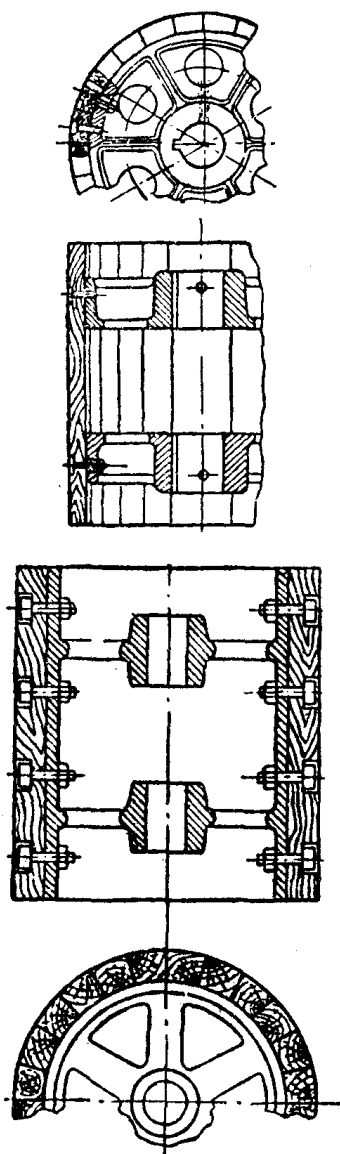


图 1—4 表面包木材的鼓輪

图 1)，然后将切割的带端涂胶压合，再用細草綫縫合。这种方法可使接縫牢固，而又不致过分增加接縫处的厚度。图 1—3 中簡图 2 所示則为常用的另一种連接法，这种方法是采用金属卡針（鉗具）来連接带端的。

（二）鼓輪 鼓輪是用以张挂运输带的，而驅动鼓輪則又通过皮带与齿輪組的传动机构与原动力連接，以驅使运输带的运行。带式运输机最少应具备两个鼓輪。其一即为驅动鼓輪；另一則为张紧鼓輪。通常，为更好地調整运输带的张力，可配置 3~5 个张紧鼓輪。例如，在傾斜作业轉变为水平作业时，一般即最少配置 3 个张紧鼓輪。

鼓輪可用鑄鉄制成，也可用型钢焊接。为增加鼓輪与运输带之間的摩擦作用，可在鼓輪表面上包以木材（图 1—4）、橡胶或皮革。

为了减少运输带的磨損，鼓輪直径一般应采用較大的，并可根据下列公式选定：

$$D_1 = (125 \sim 150) Z \text{ 毫米}$$

$$D_2 = (60 \sim 100)Z \text{ 毫米}$$

式中 D_1 ——驱动鼓轮直径，毫米；

D_2 ——张紧鼓轮直径，毫米；

Z ——运输带层数。

固定式运输机常用的鼓轮直径为250、320、400、500、630、800、1000、1200、1600毫米。

(三) 辊筒 带式运输机的辊筒可分为平型辊筒和槽型辊筒两大类，以适应运送不同物料的需要。

平型辊筒支承与展开运输带，使其平直，形成“平带”。平型辊筒的长度一般较运输带宽度大50~100毫米。当输送散粒或成块物料时，一般多在运输机的装载部分采用槽型辊筒，使运输带成为“槽带”，以提高其运输效率；但在其非装载部分则仍采用平型辊筒。槽型辊筒通常是由两个倾斜辊筒和一个水平辊筒组成，倾斜辊筒与水平成 20° 倾斜角；也有采用4~5个辊筒组成的。

图1—5所示为平型辊筒的示意图。辊筒本身是由一段无缝钢管1构成，其两端装有堵头2及滚珠轴承3，心轴4以螺帽和防松螺帽紧固于运输机机架的角铁5上。滚珠轴承的外座圈以套环6、顶盖7与垫环8以及螺钉9紧固在堵头上。为防止漏油，防止灰尘、运送的物料等进入轴承内，在其顶盖之间装有毛毡环10。

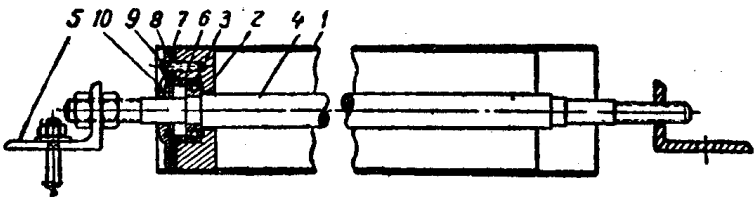


图1—5 平型辊筒

图1—6所示为槽型辊筒的示意图。图中所示为三个辊筒形成一组，其结构与平型辊筒相同，其长度则视运输带的宽度而定。

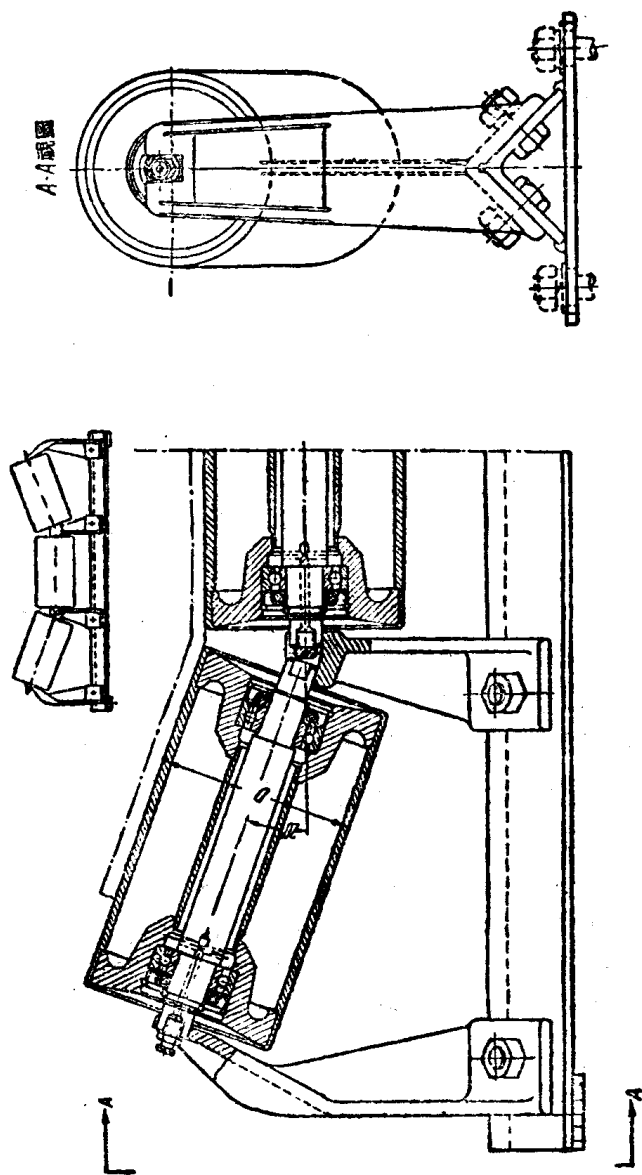


图 1—6 三觀筒的槽型觀筒

为使輥筒运转良好，必須經常往軸承內注油。平型輥筒的注油較為簡便。槽型輥筒則通常是在心軸的端部，通过軸內的油槽，将潤滑油注入軸承內。

上图所示輥筒均采用滾珠軸承，但也應該注意在某些情況下，为節約投資，也可以采用滑動軸承。

輥筒直径是随运输帶寬度而定。当帶寬为400~600毫米时，輥筒直径一般为76~108毫米；帶寬在750毫米以上，則輥筒直径多为108~159毫米。

輥筒的重量随其結構、长度和直径而定。为簡化起見，直径为140~150毫米的輥筒可采用下列近似式进行估算：

$$\text{水平輥筒 } G = 10B + 3 \text{ 公斤} \quad (1-4)$$

$$\text{傾斜輥筒 } G = 10B + 5 \text{ 公斤} \quad (1-5)$$

輥筒間距的安排則多根据运输物料的性质以及运输帶的平均載荷而定。例如，在运送粒状物料时，載荷部分輥筒的間距一般为900~1500毫米；而在运送成件物品时，应根据运输帶的平均載荷和单个物品的最大重量来决定輥筒的間距（見表1—4）。在运输帶的非載荷部分（即回空部分），輥筒間距則多为2500~3500毫米。

表 1—4 运送成件物品时輥筒的間距

运输帶寬度 (毫米)	运输帶承受的平均載荷 (公斤/米 ²)	輥筒間距 (毫米)
400	30	1,400
500	35	1,200
600~800	40	1,100~1,000
600~800	40~50	1,000~800
600~800	40~50	≤物品长度

（四）张紧裝置 张紧裝置是用来拉紧运输帶，以保証其运行稳定，并使其能在鼓輪上充分挂貼而不致发生溜滑。此外，张

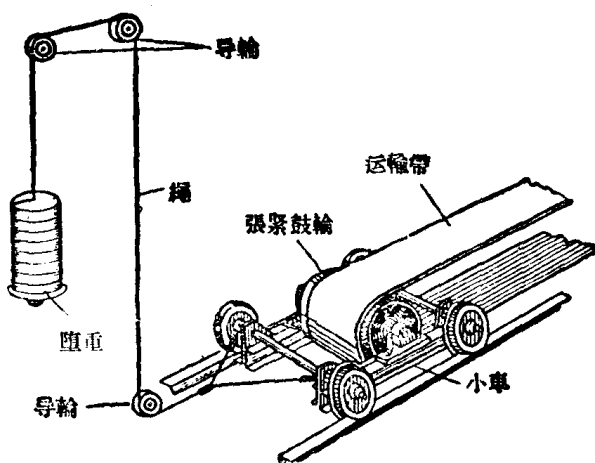


图 1—7 带有小车的坠重式张紧装置

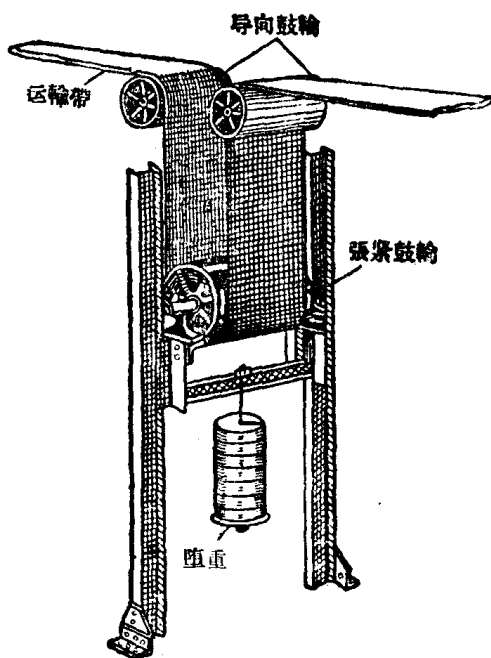


图 1—8 垂直坠重式张紧装置

紧装置又可补救牵引构件的引伸，同时又可防止其过度下坠。

固定的带式运输机多采用坠重式张紧装置。图 1—7 所示即为装设在运输机尾部的一种张紧装置。由图可见，张紧鼓轮是座于小车之上，而另外附有坠重，以绳索跨过导向滑轮与小车相连，使张紧鼓轮能根据需要前进或后退。图 1—8 所示则为一种可随意装放在运输机上任何一处的坠重

式张紧装置。

重力式张紧装置可以自动调整曳引件的张紧程度，使其维持一定张力。张紧装置的导程一般为运输带总长的0.5~1%。计算张紧小车的阻力时，牵紧重物的重量，必须略大于运输机在张紧鼓轮进入端与脱离端分支拉力的几何总和。在较短的固定运输机和移动式运输机，则多采用手动螺旋张紧装置（图1—9）。由图可见，需要移动带有滑块的轴承2时，只须转动螺杆1，则由于嵌在导轨4内的螺母3的作用，即可使轴承作前后运动。此种张紧装置结构简单，重量较轻，外形尺寸也较小；但其导程较小，不能经常保持稳定的张紧程度。

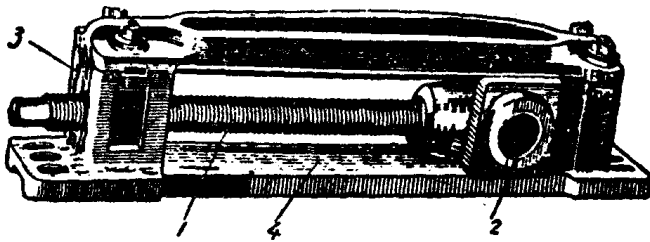


图1—9 手动螺旋张紧装置

（五）卸料装置 根据具体需要，物料或在运输机端部卸出，或在中部一个或数个位置卸出。在运输机中部卸料时，可采用双鼓轮卸料器或卸料挡板。双鼓轮卸料器多装在可随运输机移动的小车上（图1—10）。图中卸料器是由装在框架上两个鼓轮构成，鼓轮上绕以运输带。在框架上设置接料斗，并由接料斗两侧引出两条输出管将物料卸出。整个框架用四个轮子架在运输机机座的轨道上。

如卸料小车有经常移动的必要时，可采用专门的传动装置，与小车的车轮连接。图1—11所示即为由齿轮组构成的三星式齿轮传动装置，齿轮a安装在下鼓轮上，以驱动齿轮b和c。当齿轮b与安装在小车轮轴上的齿轮d相接时，小车向后移动；如将齿

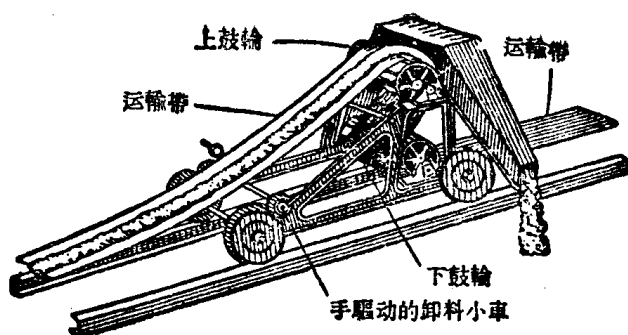


图 1—10 双鼓輪卸料装置

輪c与齿輪d相接，則小車向前移动。当b和c两个齿輪均不与齿輪d相接时，則小車可停放在一定位置上进行卸料。

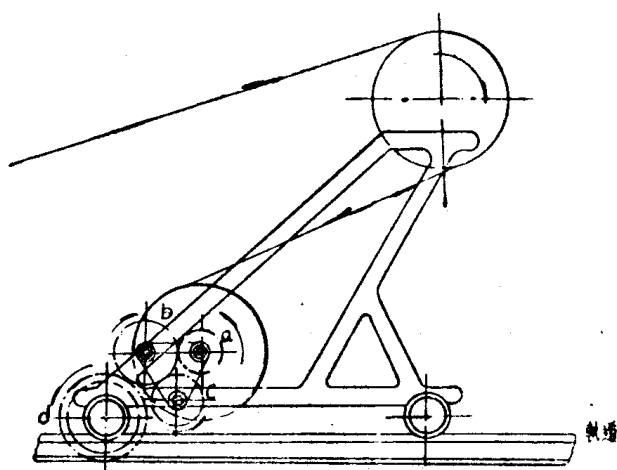


图 1—11 移动卸料小車的三星式齿輪传动示意图

当卸料地点固定在一个或几个位置时，可以采用卸料挡板（图 1—12）。这种卸料挡板的結構简单，造价低廉，且外形輪廓又較小。但是它不能在整个运输路程中的任何地点进行卸料，且由于卸料时物料和带的工作面发生很大的磨擦，易于降低运输

带的使用寿命。

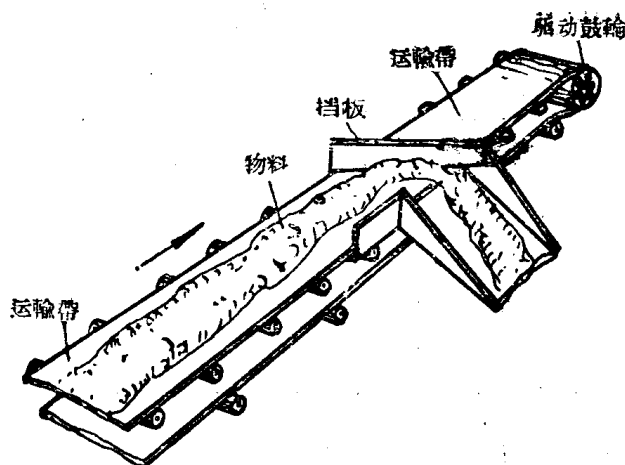


图 1—12 挡板卸料器

三、带式运输机生产能力的计算

(一) 平带 以平带运送物料时, 物料的最大载重量可由图 1—13所示中以ac和cd 直线为界限的横截面积求得, 而其与水平所成的倾斜角 ρ , 则等于物料自然堆积时相互间的摩擦角, 其横截面积可采用下式计算:

$$F_{\max} = \frac{1}{2} Bh = \frac{1}{4} B^2 \tan \rho \text{ 米}^2$$

式中 F_{\max} ——物料层最大横截面积, 米²;

B ——运输带宽度, 米;

h ——物料最大堆积高度, 米;

ρ ——物料自然堆积时相互间的摩擦角。在运输草片、木片等纤维原料时, ρ 通常可取 $30 \sim 35^\circ$ 。

因此, 运输机的最大生产能力为:

$$Q_{\max} = F_{\max} \cdot v \cdot \gamma = 900v \gamma B^2 \tan \rho \text{ 吨/时} \quad (1-6)$$

式中 v —— 运输机运行速度, 米/秒;

γ —— 物料堆积重量, 吨/米³。

考虑到运输带在运行时发生震动, 物料在辊筒上颠簸前进等情况, 都会引起物料往两旁散落, 而当运输机倾斜作业时, 物料与运输带间又会发生滑移, 因此带式运输机的实际生产能力应为:

$$Q = 900 \varphi \beta \gamma B^2 \tau_g \rho \quad \text{吨/时} \quad (1-7)$$

式中 φ —— 运输带的填充系数;

β —— 运输机的倾斜滑移系数。

如已确定运输机的生产能力, 则所需运输带的宽度应为:

$$B = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{Q}{\varphi \beta \gamma \tau_g \rho}} \quad \text{米} \quad (1-8)$$

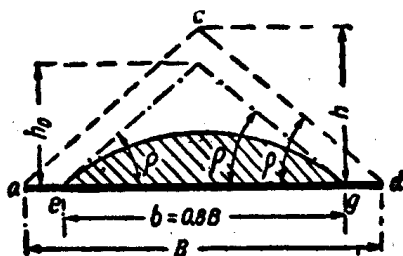


图 1-13 物料最大横截面积示意图

选择运输带填充系数的数值时, 应考虑到在最不利的工作情况。以运送散粒或粉状物料为例, 可假设物料填充在运输带上的宽度仅为运输带宽度的80%, 而物料的实际堆积情况则极其接近

抛物曲线的形状, 如图 1-13 所示切于自然泻度的表面曲线 cg 。由此可见, 物料的实际横截面积为:

$$F = \frac{2}{3} b \frac{h_o}{2} = \frac{1}{6} b^2 \tau_g \rho = \frac{0.64}{6} B^2 \tau_g \rho \quad \text{米}^2$$

式中 b —— 物料填充宽度, 米;

h_o —— 截面外切三角形的高, 米。

因此, 填充系数应为:

$$\varphi = \frac{F}{F_{\max}} = \frac{0.64 \times 4}{6} = 0.427$$

代入公式 (1—7) 及 (1—8) 中, 得:

$$Q = 384\beta v_{\gamma} B^2 t_{\text{g}} \rho \quad \text{吨/时} \quad (1-9)$$

$$B = \frac{1}{19.6} \sqrt{\frac{Q}{\beta v_{\gamma} t_{\text{g}} \rho}} \quad \text{米} \quad (1-10)$$

在运送块状物料时, 由于其堆积情况极不规则, 不易确定其横截面积, 故一般均根据经验数据, 认为块状物料的填充系数为散粒物料填充系数的 1.4 分之一, 即:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{1.4} = \frac{0.427}{1.4} = 0.305$$

代入公式 (1—7) 和 (1—8) 中, 可得:

$$Q = 274\beta v_{\gamma} B^2 t_{\text{g}} \rho \quad \text{吨/时} \quad (1-11)$$

$$B = \frac{1}{16.7} \sqrt{\frac{Q}{\beta v_{\gamma} t_{\text{g}} \rho}} \quad \text{米} \quad (1-12)$$

倾斜系数 β 可以根据运输机的倾斜角 α 采用, 如表 1—5 所列。

表 1—5 倾 斜 系 数

运 输 机 倾 斜 角	倾 斜 系 数 β
0~10°	1.0
11~15°	0.95
16~18°	0.90
19~22°	0.85

选择运输机工作速度时, 可根据其运送物料种类进行考虑, 如表 1—6 所示, 但也必须同时注意到运输带宽度, 有无卸料器等其他工作条件。运输带宽度较大时, 可以有效地防止物料向两侧抛出, 因此运输机工作速度可以适当提高。当设有卸料器时, 不应该采用过高的工作速度; 在采用卸料挡板时, 尤其要注意到

这一点。以运输机倾斜作业运送散粒物料时，也要注意将工作速度略为降低。

表 1—6

带式运输机的工作速度

运 送 物 料 名 称	容 许 速 度 (米/秒)	一 般 采 用 速 度 (米/秒)
可进行选分物料的运输带	0.1~0.3	0.2
荳捆、竹捆、草捆	0.75~1.5	1.0
葦片、竹片、草片、木片、鋸末、树皮等	1.0~2.0	1.0~1.5
成件貨物	0.75~1.5	1.0
硫化鉄矿渣、鉍酸鉀、苏打、干灰渣等	0.5~1.0	0.75

(二) 槽带 以槽带运送物料时，物料层的最大横截面积是以 defgk 綫段为界限 (图 1—14)。由图可見:

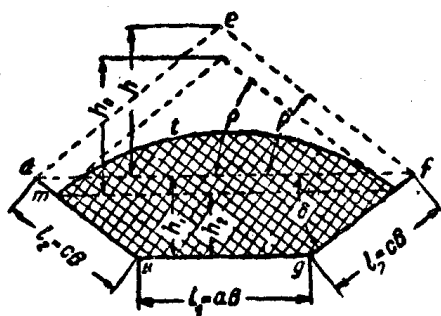


图 1—14 物料层在槽带上最大横截面积示意图

$$F_{\max} = \frac{l_1 + (l_1 + 2l_2 \cos \delta)}{2}$$

$$h_1 + \frac{l_1 + 2l_2 \cos \delta}{2} h$$

$$= (aB + cB \cos \delta) cB \sin \delta +$$

$$\frac{(aB + 2cB \cos \delta)^2}{4} \operatorname{tg} \rho$$

$$= \left[(a + c \cos \delta) c \sin \delta + \frac{(a + 2c \cos \delta)^2}{4} \operatorname{tg} \rho \right] B^2 \text{ 米}^2$$

在最常見的三棍筒支承中， $\delta = 20^\circ$ ，水平綫段 $aB = 0.375B$ ，而傾斜綫段 $cB = 0.312B$ 。以此数值代入最大横截面积的計算中，再代入下式中，則:

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= F_{\max} \cdot v_{\gamma} \\ &= 258 (1 + 3.24 \operatorname{tg} \rho) v_{\gamma} B^2 \text{ 吨/时} \end{aligned}$$

因此，根据平带的原理，运输机的实际生产能力为：

$$Q = 258(1 + 3.24 \operatorname{tg} \rho) q \beta v_{\gamma} B^2 \quad \text{吨/时} \quad (1-13)$$

而，运输带的宽度则为：

$$B = \frac{1}{\sqrt{258 \rho}} \sqrt{\frac{Q}{(1 + 3.24 \operatorname{tg} \rho) \beta v_{\gamma}}} \quad \text{米}$$

$$= \frac{1}{k'} \sqrt{\frac{Q}{(1 + 3.24 \operatorname{tg} \rho) \beta v_{\gamma}}} \quad \text{米} \quad (1-14)$$

槽带的系数 k 和物料填充系数 q 之值，可参照下列情况选用：

在最不良的条件运送块状物料， $q = 0.4$ ， $k' = 10$ ；

在最不良的条件运送散粒物料， $q = 0.5$ ， $k' = 11.5$ ；

在良好的条件下运送块状物料， $q = 0.6$ ， $k' = 12.5$ ；

在良好的条件下运送散粒物料， $q = 0.75$ ， $k' = 14$ 。

倾斜系数的选择则应根据运输机的倾斜角而定。当倾斜角 $\alpha \leq 20^\circ$ 时，倾斜系数 $\beta = \cos^3 \alpha$ ；而当 $\alpha > 20^\circ$ 时，则 $\beta = \cos^4 \alpha$ 。

四、带式运输机的阻力、牵引力和功率的计算

(一) 阻力 运输带在工作期间所受张力决定于其预张力和运行时所受阻力；而运行时所受阻力则主要包括直线工作时所受阻力和绕过鼓轮时的阻力。

以倾斜作业的运输机为例，设取其直线倾斜部分长度 L_0 。(图1-15)，可见其所受的阻力主要包括：(1) 由重力分力所引起的阻力；(2) 由于支承辊筒的摩擦而产生的阻力。

由图可见，克服这些阻力所需的拉力应为：

$$P = (q_1 + q_0) L_0 \sin \alpha + Z_0 \frac{L_0}{l} \quad (1-15)$$

式中 P ——拉力，公斤；

q_1 ——运输带单位长度有效载荷，公斤/米；

q_0 ——运输带单位长度重量，公斤/米；

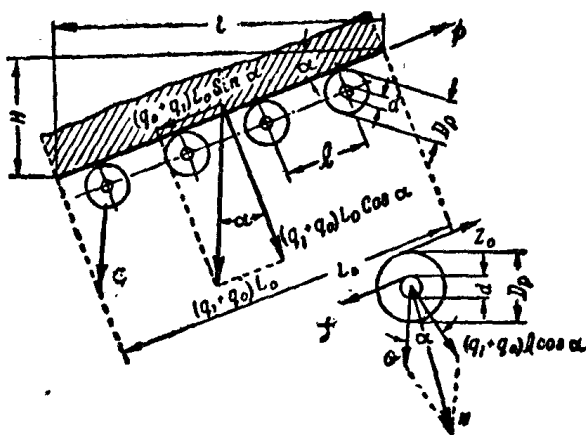


图 1—15 倾斜作业的运输机部分阻力示意图

L_0 ——运输带长度，米；

α ——夹角，与倾斜角相等，度；

Z_0 ——由于辊筒的摩擦而产生的阻力，公斤；

l ——辊筒间距，米。

而由于辊筒的摩擦产生的阻力则为：

$$Z_0 = f \frac{d}{D_p}$$

式中 f ——辊筒轴颈所受摩擦力，公斤；

d ——轴颈直径，米；

D_p ——辊筒直径，米。

当运输倾斜角不太大时，轴颈所受摩擦力可视为辊筒自重与物料及运输带重力垂直分力两者的代数和，即：

$$f = \mu_1 [(q_1 + q_0) l \cos \alpha + G] \text{ 公斤}$$

式中 μ_1 ——修正摩擦系数；

G ——辊筒自重，公斤

$$\text{因此, } Z_0 = \mu_1 [(q_1 + q_0) l \cos \alpha + G] \frac{d}{D_p} \text{ 公斤}$$

将此值代入公式 (1—15) 中, 则:

$$P = (q_1 + q_0)L_0 \sin \alpha + \mu_1 [(q_1 + q_0)L \cos \alpha + G] \frac{d}{D_p} \cdot \frac{L_0}{l}$$

$$= (q_1 + q_0)L_0 (\sin \alpha + \mu_1 \frac{d}{D_p} \cos \alpha) + \mu_1 G \frac{d}{D_p} \cdot \frac{L_0}{l} \quad (1-16)$$

当倾斜作业是将物料往上运送时, 则:

$$L_0 \sin \alpha = +H; \quad L_0 \cos \alpha = L$$

而当倾斜作业是将物料往下运送时, 则

$$L_0 \sin \alpha = -H; \quad L_0 \cos \alpha = L$$

因此, 上式又可列为:

$$P = (q_1 + q_0) (\pm H + L \mu_1 \frac{d}{D_p}) + G \mu_1 \frac{d}{D_p} \cdot \frac{L_0}{l} \text{ 公斤} \quad (1-17)$$

采用上式计算阻力时, 辊筒直径与轴颈直径的比值(d/D_p)一般可采用 $1/5$; 而修正摩擦系数则应根据滚动摩擦进行估算。运输带绕过辊筒所产生的滚动摩擦不易正确估算, 为简化计算起见, 一般可采用 $\mu_1 = \mu + 0.1$, 其中 μ 为滑动摩擦系数。 μ 值可根据表 1—7 所列不同情况选择。

表 1—7 滑 动 摩 擦 系 数

轴承的构造和润滑性质	轴 承 工 作 情 况		
	在室内运送 粉末物料	在露天运送 粉末物料	在室内运送 非粉末物料
黄油润滑的: 固定轴承	0.25	0.20	0.15
自动调心轴承	0.20	0.15	0.10
稀油润滑的: 固定轴承	0.15	0.12	0.15
自动调心轴承	0.12	0.10	0.06
滚珠轴承	0.05~0.01	0.05~0.01	0.05~0.01

运输带在运行过程中绕过鼓轮时, 其所受阻力的情况是较为复杂的; 为简化计算起见, 一般可采用阻力系数进行估算, 即:

$$p' = cp_d$$

式中 p' ——运输带绕过鼓轮所受阻力，公斤；

p_d ——运输带在绕过鼓轮前的预张力，公斤；

c ——阻力系数。当采用滚珠轴承时， $c=1.03$ ；采用滑动轴承时， $c=1.04\sim1.06$ 。

(二) 牵引力 为计算运输机所需功率，首先必须了解运输带所受的牵引力。一般的估算方法是，根据经验公式推算驱动鼓轮所需功率，再以此数值为根据，逐步推算运输带各部位的牵引力。

驱动鼓轮的功率概算公式为：

$$N = \frac{k}{362} [3.6C_0 v G_1 + Q(C_0 L_1 \pm H)] \text{ 千瓦} \quad (1-18)$$

式中 N ——驱动鼓轮所需功率，千瓦；

v ——运输带工作速度，米/秒；

G_1 ——运输机全部运动部分的总重量，公斤；

Q ——运输机生产能力，吨/时；

L_1 ——运送物料全长的水平投影，米；

H ——物料提升高度的总和，米；

C_0 ——概算系数，见表1—8；

表 1—8 概 算 系 数 C_0

运输带型式 \ 轴承型式	滚珠轴承	滑 动 轴 承	
		油 环 润 滑	润 滑 脂 润 滑
平 带	0.03	0.04	0.05
槽 带	0.04	0.05	0.06

k ——系数，根据鼓轮个数 m 、包角 θ 、运输带与鼓轮之间的摩擦系数 μ' 等，由图1—16查出。 μ'

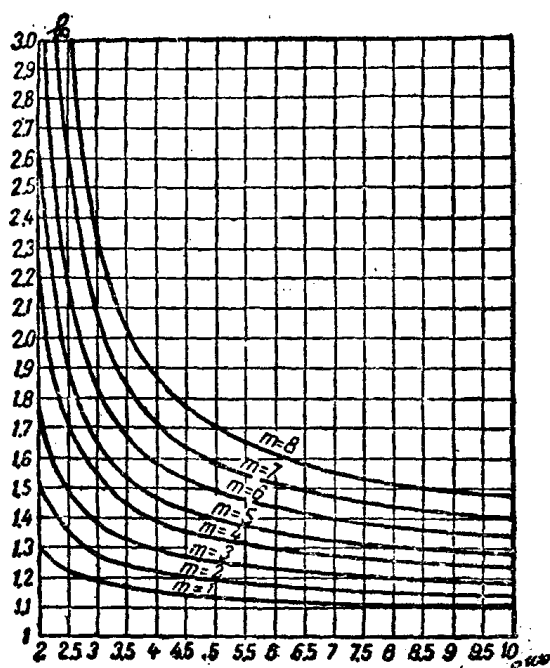


图 1—16 系数k曲线图

值的选择可根据鼓輪表面情况而定。表面光滑的金属鼓輪， $\mu' = 0.2$ ；表面包木材的鼓輪， $\mu' = 0.3$ ；表面包胶的鼓輪， $\mu' = 0.35$ 。

在驅動鼓輪上的圓周力为：

$$p = \frac{102N}{v} \quad \text{公斤} \quad (1-19)$$

是則，根据欧拉公式，驅動鼓輪的松边拉力应为：

$$S_0 = \frac{P}{e^{\mu' \alpha} - 1} \quad \text{公斤} \quad (1-20)$$

因此，只要根据驅動鼓輪的松边拉力，即可逐步求得运输带各个部位的牵引力。茲以常見的傾斜与水平作业相結合的带式运输机为例（图 1—17），分別求其牵引力。

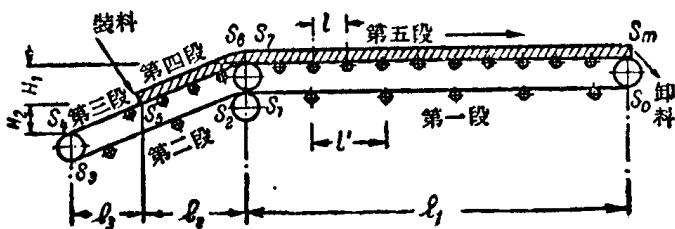


图 1-17 运输带工作情况示意图

在运输带运行过程中，各段的阻力为：

$$\text{第一段 } p_1 = q_0 l_1 \mu_1 \frac{d}{D_p} + G \mu_1 \frac{l_1}{l'} \cdot \frac{d}{D_p} \text{ 公斤；}$$

$$\begin{aligned} \text{第二段 } p_2 = q_0 [-(H_1 + H_2) + (l_2 + l_3) \mu_1 \frac{d}{D_p}] \\ + G \mu_1 \left(\frac{l_2 + l_3}{l \cos \alpha} \right) \frac{d}{D_p} \text{ 公斤；} \end{aligned}$$

$$\text{第三段 } p_3 = q_0 (H_2 + l_3 \mu_1 \frac{d}{D_p}) + G \mu_1 \frac{l_3}{l \cos \alpha} \cdot \frac{d}{D_p} \text{ 公斤；}$$

$$\text{第四段 } p_4 = (q_1 + q_0) (H_1 + l_2 \mu_1 \frac{d}{D_p}) + G \mu_1 \frac{l_2}{l \cos \alpha} \cdot \frac{d}{D_p} \text{ 公斤；}$$

$$\text{第五段 } p_5 = (q_1 + q_0) l_1 \mu_1 \frac{d}{D_p} + G \mu_1 \frac{l_1}{l} \cdot \frac{d}{D_p} \text{ 公斤。}$$

因此，各段的牵引力应为：

$$S_1 = S_0 + p_1 \text{ 公斤；}$$

$$S_2 = S_1 C = (S_0 + p_1) C \text{ 公斤；}$$

$$S_3 = S_2 + p_2 = (S_0 + p_1) C + p_2 \text{ 公斤；}$$

$$S_4 = S_3 C = (S_0 + p_1) C^2 + p_2 C \text{ 公斤；}$$

$$S_5 = S_4 + p_3 = (S_0 + p_1) C^2 + p_2 C + p_3 \text{ 公斤。}$$

由于装料器的装料，增加阻力 p_0 ，故：

$$S_6 = S_5 + P_0 + P_4 = (S_0 + P_1)C^2 + P_2C + P_3 + P_0 + P_4 \text{ 公斤};$$

$$S_7 = S_6C = (S_0 + P_1)C^3 + P_2C^2 + P_3C + P_0C + P_4C \text{ 公斤};$$

$$\therefore S_m = S_7 + P_5 = (S_0 + P_1)C^3 + P_2C^2 + (P_3 + P_0 + P_4)C + P_5 \text{ 公斤}。$$

S_m 即为驱动鼓輪紧边拉力。

(三) 功率 带式运输机所采用电动机的功率可根据驱动鼓輪所受拉力来进行计算，即：

$$N = k_1 k_2 \frac{(S_m - S_0)v}{102\eta} \text{ 千瓦} \quad (1-21)$$

式中 N ——电动机功率，千瓦；

S_m ——驱动鼓輪紧边拉力，公斤；

S_0 ——驱动鼓輪松边拉力，公斤；

v ——运输带运行速度，米/秒；

η ——传动机构的传动效率，一般为0.6~0.85；

k_1 ——卸料系数，根据卸料方式而定。手动双輥卸料器， $k_1=1.3$ ；机动双輥卸料器， $k_1=1.7$ 。采用卸料挡板时，首部卸料， $k_1=1.0$ ；橡胶带， $k_1=1.007$ ；鋼带， $k_1=1.005$ ；

k_2 ——起动系数，一般为1.2~1.8，根据运输带长度而定。运输距离较短，可取小值；运输距离较长，可取最大值。

五、带式运输机的使用及維修注意事項

(一) 装运松散物料时，必須采用加料斗。加料斗的安装位置应使物料順着运输带运行方向落至带上。加料斗的下緣与运输带表面之間应以橡皮条封紧，以防物料漏出。

(二) 每班必須对运输带的运行情况，以及軸承的潤滑情况，进行一次检查。

(三) 运输机連續运行1000小时后，应进行一次計劃預修。在連續工作的情况下，带式运输机个别零件的使用期限如下：

齒輪 4~5 年; 滾珠軸承 2 年;
 軸承內衬 1.5~2 年; 橡膠帶 1.5~2 年。

(四) 如露天作业的运输机遇有較长时期的停机时, 应卸下运输带, 将其存放在温暖的場所。

第二节 鏈式拉木机

鏈式拉木机主要依靠鏈条直接曳动, 沿水平或傾斜方向运送原木。通常是用以从水上貯木場或鉄路綫旁将原木运送至陆上貯木場, 或从陆上貯木場将原木运送至备料工段。由于工作方法的_{不同}, 拉木机可分为縱向拉木机和橫向拉木机两种。無論是縱向拉木机, 或是橫向拉木机, 都是利用鏈条来进行工作的, 在結構上基本类同; 为此, 拟主要以縱向拉木机为例, 以說明其結構及工作原理, 再在此基础上介紹橫向拉木机。

一、縱向拉木机

图 1-18 所示是由傾斜部与水平部組成的縱向拉木机側面图。傾斜部分是用以将原木由水上貯木場运送至岸上, 或将原木由較低的地方运送至一定高度; 工作时, 原木是沿着 abc 綫上升, 然后再沿 cd 綫作水平运行。

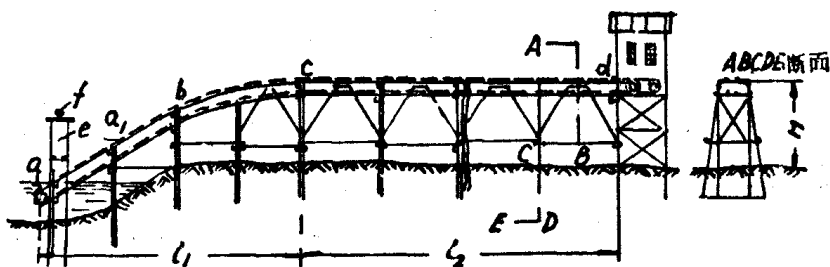


图 1-18 水上貯木場运送原木用的縱向拉木机簡图

由图 1—18 可见，拉木机的一端是在水面以下；在一般情况下，其空链条的上侧应比水面低 200~250 毫米。在拉木机 a 点处用钢丝绳与栈桥 c 连接，以便利用固定在横梁上的滑车将其升降，以适应水上贮木场水位的变动。

拉木机在倾斜作业时的仰角通常为 15° 左右。如用以作为原木堆楞时，则拉木机的高度应比楞堆高出 1~1.5 米。在水平作业时，拉木机机架通常是高出地面 0.75~1.0 米。

拉木机的长度一般为 200~250 米。距离更大时，则多采用 2~3 台以上拉木机串连使用，而每台拉木机均应配置一套传动机构。

拉木机的传动机构型式甚多，目前最常见的有：安装在机架外侧的皮带轮与齿轮装置（图 1—19），安装在机架两侧的皮带轮与齿轮装置（图 1—20）和减速机传动机构（图 1—21）等三种类型。

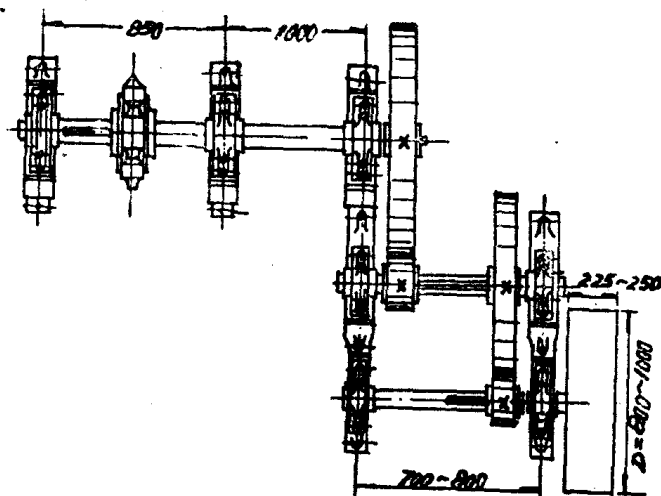


图 1—19 皮带轮和齿轮在机架外侧的传动机构

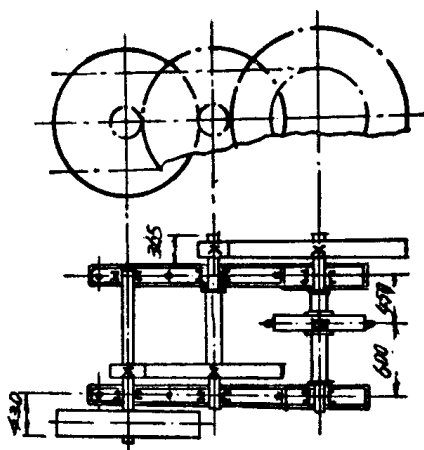


图 1—20 皮带輪和齿輪在机架兩側的传动机构

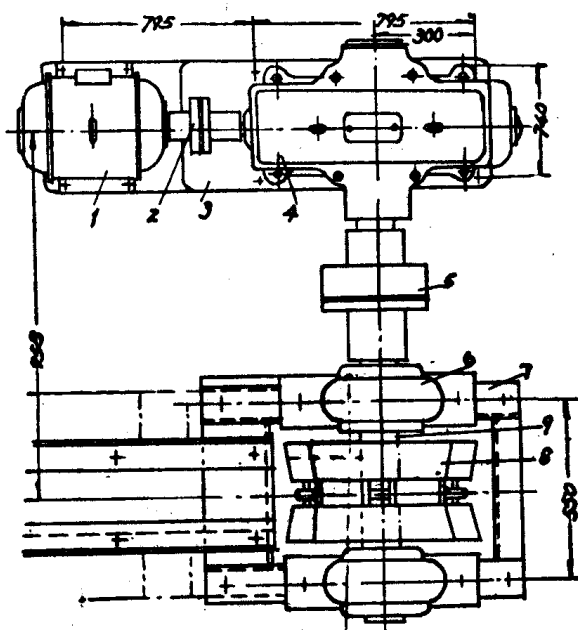


图 1-21 减速机传动机构

- 1—电动机；2—联轴节；3—底座；4—减速机；5—
6—轴承；7—机架；8—挡板；9—主轴

拉木机的机架以木材制成（图 1—22），在其上部鏈条的两侧有两道用角鉄构成的軌道，以供安装在鏈条上的抓木横梁在其上滚动和滑行，軌道的上部設有两块傾斜挡板，以防止原木脱离鏈条。挡板的开口大小必須符合运送最大直径原木的要求。

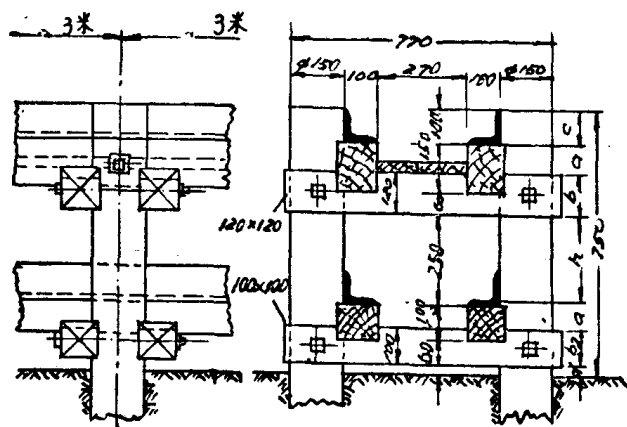


图 1—22 拉木机机架

二、縱向拉木机鏈条的型式和結構

拉木机鏈条的結構和型式主要有焊接鏈条和鋼板鏈条两种。茲分別叙述如后。

（一）焊接鏈条 是用圓鋼弯曲焊接制成长环形（图 1—23）。这种鏈条結構簡單，造价低廉，修理容易，在鏈上固定抓木横梁也很便利；但由于其摩擦面較小，极易磨损，以致易于变形。常用的焊接鏈条的規格詳見表 1—9。鏈环长度与直径的比值 (A/d) 一般为 5~6。圓鋼为 G3 号鋼，其破坏强度 $\sigma_p = 3500 \sim 4000$ 公斤/厘米²，其伸延度不小于 24%。

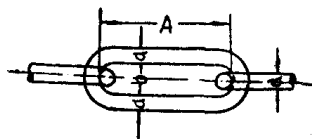


图 1—23 焊接鏈条

表 1—9

焊接鏈条常用規格

鏈环規格 (毫米)	容許工作負荷		最大瞬時負荷		每米重量 (公斤)	每組鏈环的 个数	环組的 长度 (毫米)	一根滑动的 抓木橫梁重量 (公斤)	一根装有滾 輪的抓木橫 梁重量 (公斤)
	鏈条圓鋼 直径 d	鏈环鏈环 長 A 寬 B	(公斤)	(公斤)					
19	102	28	1,500	2,500	6.32	15	1,530	5.6	—
22	150	33	2,000	3,000	8.1	11	1,650	10.0	20.6
25	150	38	2,500	4,000	11.0	11	1,650	—	22.4

鏈条經常受牽引力的作用；在這種情況下，精確地計算鏈条的強度是較為複雜的。通常可採用下列公式以求得其近似值：

$$S_{\max} = 2 \times \frac{\pi d^2}{4} \times [\sigma]_p \quad \text{公斤} \quad (1-22)$$

式中 S_{\max} ——鏈最大容許工作牽引力，公斤；

d ——鏈条圓鋼的直径，厘米；

$[\sigma]_p$ ——容許拉應力，公斤/厘米²。

如鏈条的速度為 0.75 米/秒，則 $[\sigma]_p = 310 \sim 350$ 公斤/厘米²。

$$S_{\max} = (500 \sim 550) d^2 \quad \text{公斤} \quad (1-23)$$

速度不等於 0.75 米/秒時：

$$S_{\max} = (500 \sim 550) k d^2 \quad \text{公斤} \quad (1-24)$$

式中 k ——速度變化校正係數，由表 1—10 查得。

表 1—10

速度變化校正係數

鏈条的速度 (米/秒)	0.2	0.4	0.5	0.6	0.75	0.9	1.0	1.2	1.4
容許工作負荷 變動係數	1.11	1.07	1.05	1.03	1.0	0.97	0.95	0.91	0.87

(二) 鋼板鏈条 鋼板鏈条根據其結構又可分為具有軸銷的鋼板鏈条和具有套軸連接的鋼板鏈条。帶軸銷的鋼板鏈条 (圖 1—24) 是由側板 1 和軸銷 2 鉸接而成。有時在軸銷上安有可轉動

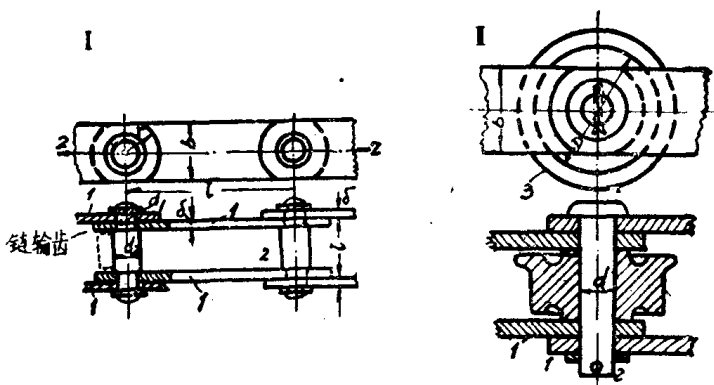


图 1—24 带轴销的钢板链条

I—有轴销的；II—带滚轮的

的滚轮，轴销两端通常是铆严，但也有采用开口销固定的。套轴连接的钢板链条（图 1—25）是在轴销之外有套筒 2，以加强链条的灵活性，增加链条的使用寿命。钢板链条的链板用 G 3 号钢制成，轴销则用 45 号钢制成。钢板链条的工作速度一般为 0.75~1.0 米/秒。

链板的强度可根据下式进行计算：

$$S_{\max} = 2\delta(b-d_1)[\sigma]_p \text{ 公斤} \quad (1-25)$$

式中 b ——链板的宽度，厘米，通常 $b = (3 \sim 5)\delta$ ；

δ ——链板的厚度，厘米；

d_1 ——轴销的直径，厘米；

$[\sigma]_p$ ——容许拉应力，公斤/厘米²。

轴销的抗剪强度则可根据下式计算：

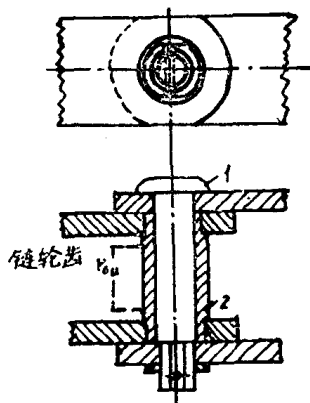


图 1—25 套轴连接的钢板链条

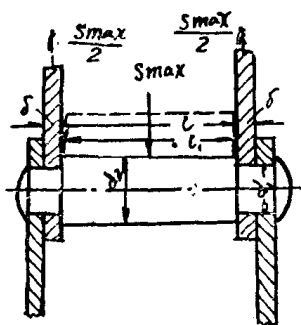


图 1-26 鏈条負荷图

$$S_{max} = 2 \times \frac{\pi d_1^2}{4} [\tau]_k \text{ 公斤} \quad (1-26)$$

式中 $[\tau]_k$ ——容許剪应力，
公斤/厘米²。45号鋼的
容許剪应力一般为400
公斤/厘米²。

但，如鏈条寬度較大时，則应
按橫梁的計算方法，以求得由鏈輪
輪齿作用于軸銷的压力。在这种
情况下（图 1-26）軸銷所受力矩为：

$$M = \frac{S_{max}}{2} \left(\frac{l + \delta}{2} \right) - \frac{S_{max}}{2} \cdot \frac{l_1}{4} \text{ 公斤} \cdot \text{厘米} \quad (1-27)$$

$$\text{但, } M = w[\sigma]_H = 0.1 d_2^3 [\sigma]_H$$

其中 w ——軸銷的抗弯矩，厘米³；

$[\sigma]_H$ ——容許弯应力，一般可采用600~800公斤/厘米²。

$$\therefore \frac{S_{max}}{4} \left(l + \delta - \frac{l_1}{2} \right) = 0.1 d_2^3 [\sigma]_H$$

$$\text{故 } [\sigma]_H = \frac{\left(\frac{l}{4} + \frac{\delta}{4} - \frac{l_1}{8} \right) S_{max}}{0.1 d_2^3} \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{\left(l + \delta - \frac{l_1}{2} \right) S_{max}}{0.4 [\sigma]_H}} \text{ 厘米} \quad (1-28)$$

在使用具有套軸的鏈条时，其鏈板和軸銷的計算方法与前相
同。其最大弯矩应为：

$$M = \frac{S_{max}}{2} \left(\frac{l}{2} + \delta + \frac{\delta}{2} \right) - \frac{S_{max}}{2} \cdot \frac{l_1}{4}$$

$$= \frac{S_{\max}}{4} \left(l + 3\delta - \frac{l_1}{2} \right) \text{公斤} \cdot \text{厘米}$$

进行套筒的计算时，应首先求得鏈輪輪齿的压力(图1-27)所产生的最大弯矩：

$$M_1 = \frac{S_{\max}}{2} \left(\frac{l + \delta}{2} \right) - \frac{S_{\max}}{2}$$

$$\frac{l_1}{4} = \frac{S_{\max}}{4} \left(l + \delta - \frac{l_1}{2} \right)$$

公斤 · 厘米

$$\text{而 } \frac{S_{\max}}{4} \left(l + \delta - \frac{l_1}{2} \right) \leq 0.1$$

$$\frac{d_1^4 - d^4}{d_1} [\sigma]_H$$

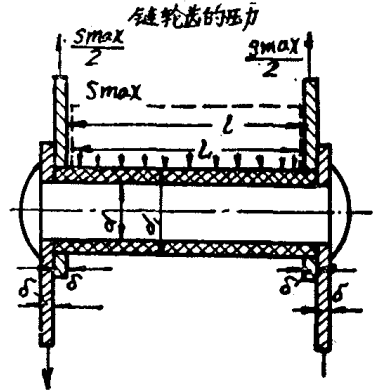


图 1-27 带軸套的鋼板鏈条
受力計算图

$$\text{故 } [\sigma]_H = \frac{\frac{S_{\max}}{4} \left(l + \delta - \frac{l_1}{2} \right)}{0.1 \frac{d_1^4 - d^4}{d_1}}$$

$$= \frac{S_{\max} \left(l + \delta - \frac{l_1}{2} \right) d_1}{0.4 (d_1^4 - d^4)} \text{ 公斤 (1-29)}$$

套筒抗剪力的驗算可根据下式进行：

$$S_{\max} \leq 2 \frac{\pi (d_1^2 - d_2^2)}{4} [\tau]_k \text{ 公斤 (1-30)}$$

三、縱向拉木机的抓木橫梁

抓木橫梁是安装在鏈条上，借以固定原木，以利运送。根据不同用途，抓木橫梁大致可分为四种类型：（1）用于贮存原木

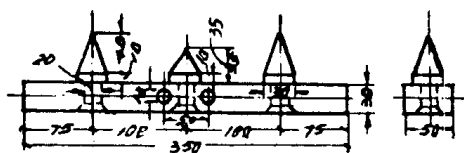


图 1—28 用于贮存原木的抓木横梁

的抓木横梁（图 1—28）；（2）用于倾斜作业拉木机的滑动抓木横梁（图 1—29）；（3）用于倾斜作业拉木机的具有滚轮的抓木横梁（图 1—30）；（4）用于水平作业拉木机的抓木横梁。

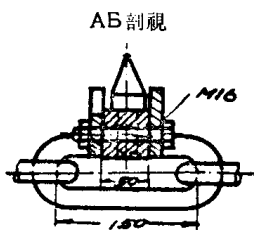
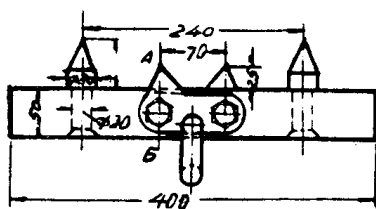


图 1—29 用于倾斜作业的滑动抓木横梁

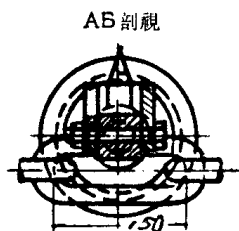
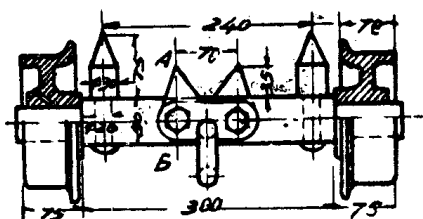


图 1—30 用于倾斜作业带滚轮的抓木横梁

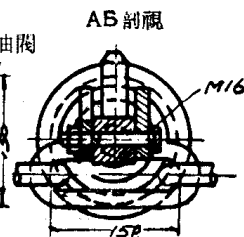
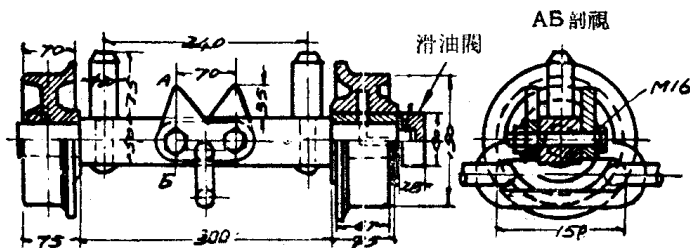


图 1—31 用于水平作业带滚轮的抓木横梁

抓木橫梁用方鋼制成，安裝在鏈條的結構環上。鏈條結構環以G 3 号圓鋼制，其結構及規格可由圖 1—32 及表 1—11 見之。

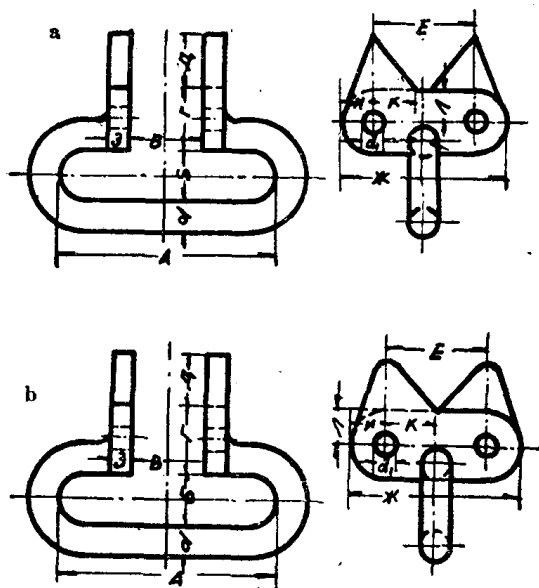


圖 1—32 固定抓木橫梁的連結環

a—用于傾斜作業的；b—用于水平作業的

表 1—11

連 結 環 規 格

連 結 環 規 格 (毫米)												負 荷 (公斤)	
d	A	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	容許工 作負荷	最大瞬 時負荷
19	102	28	50	30	20	50	80	11	10	—	15	1,500	2,500
22	150	33	50	44	35	70	116	15	23	35	22	2,000	3,000
25	150	38	50	44	35	70	116	15	23	35	22	2,500	4,000

抓木橫梁的重量和安裝間距則可參照表 1—12 所列數據考慮。

表 1—12

抓木横梁的重量与安装间距

鏈条圓鋼 直径d (毫米)	每根滑动抓木橫 梁重量 (公斤)	每根帶滾輪的抓木 橫梁重量 (公斤)	抓木橫梁的間距 (毫米)
19	5.6	—	1,632
22	10.0	20.6	1,800
25	—	22.4	1,800

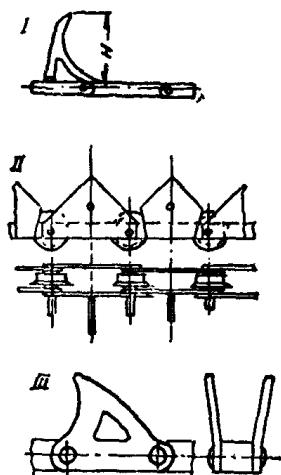


图 1—33 爪形抓木器

I—用于倾斜作业的；II—用于水平作业带滚轮的；III—用于水平作业滑动的

鋼板鏈条除采用上述各种型式抓木横梁外，也有采用和鏈板一同制成的爪形抓木器（图 1—33）。这种抓木器跟鏈板一样安装在鏈条上。

四、縱向拉木机的鏈輪

（一）焊接鏈条用驅動鏈輪

图 1—34 所示驅動鏈輪具有一个鑄鋼制成的輻輪，其輪緣嵌有由碳素鋼鍛制而成的輪齒。輪齒是可以拆卸的。以利損坏时随意更換；同时又可用以改变鏈輪的节圓直径，以适应鏈条工作日久产生拉长变形的情况。驅動鏈輪的規格詳見表 1—

13；一般均具有 6～8 个輪齒，輪齒規格詳見表 1—14。采用表 1—13 及表 1—14 时，应参照图 1—34。

焊接鏈条用鏈輪的节圓直径可由下式求得：

$$D_{HO} = \sqrt{\left(\frac{A}{\sin 90^\circ}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos 90^\circ}\right)^2} \text{ 毫米} \quad (1-31)$$

式中 D_{HO} ——鏈輪节圓直径，毫米；

表 1—13

驅 動 鏈 輪 規 格

鏈 条 直 径 (毫米)	齿 数 Z	驅 动 鏈 輪 規 格 (毫米)																		
		D _{HO}	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	A	B	B	Г	Д	Е	Ж	З	К	Л	М	Н
19	6	396	314	310	280	162	155	150	102	100	150	70	20	74	15	36	63	5	48	55
	7	460	380	376	346	175	165	160	102	100	150	70	20	74	15	36	63	5	48	55
22	6	580	481	471	417	290	190	180	150	160	180	120	40	125	25	80	104	5	48	55
	7	675	576	566	512	290	190	180	150	160	80	120	40	125	25	80	104	5	48	55
	8	770	673	663	609	300	190	180	150	160	80	120	40	125	25	80	104	5	48	55
25	6	580	476	466	412	290	190	180	150	160	80	120	40	125	25	80	104	5	48	55
	7	675	571	561	507	290	190	180	150	160	80	120	40	125	25	80	104	5	48	55
	8	776	668	658	604	300	190	180	150	160	80	120	40	121	25	80	104	5	48	55

A——鏈环长度，毫米；
d——鏈环圓鋼直径，毫米；
Z——鏈輪的齿数。

表 1—14 活 动 輪 齿 規 格

鏈条直径 (毫米)	鏈环长度 (毫米)	活 动 輪 齿 規 格 (毫米)											
		寬度	O	Π	P	C	T	У	Φ	X	Ц	Ч	Ш
19	102	23	120	20	70	25	12	45	40	55	12	34	30
22	150	33	200	40	80	30	20	75	60	80	18	80	45
25	150	38	200	40	90	35	25	75	60	80	18	80	45

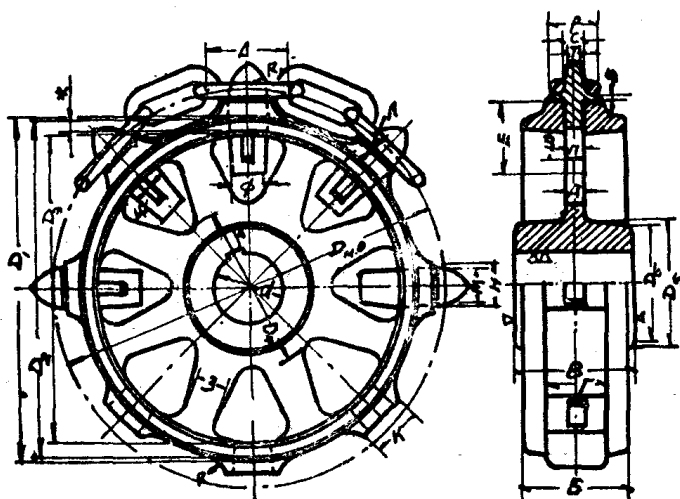


图 1—34 带活动輪齿的驱动鏈輪

(二) 鋸板鏈条用驱动鏈輪 常用的驱动鏈輪有两种。其一为鑄鋼制的无齿多棱鏈輪(图 1—35)，适用于鏈条包角接近或超过180°的情况。另外一种带輪齿的鏈輪(图 1—36)，适用于鏈条包角小于180°。带輪齿的鏈輪具有一个鑄鋼輪殼，两侧盖有鋼板，鋼板中間夹有多根低碳鋼鍛制的輪齿。輪齿的一端带有

頂絲，以調節輪齒在鏈輪上的位置，改變鏈輪的節圓直徑。輪齒是活動、且可以更換的。

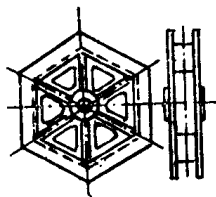


图 1—35 无齿多棱链輪

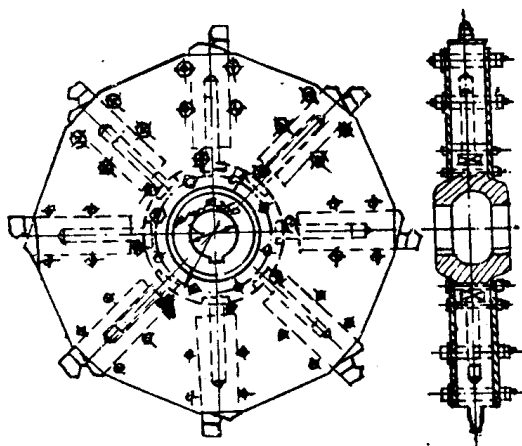


图 1—36 具有可調節輪齒的鏈輪

鋼板鏈條用鏈輪的節圓直徑可由下式求得：

$$D_{HO} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad \text{毫米} \quad (1-32)$$

式中 t ——鏈條的節距，毫米。

(三) 張緊鏈輪與張緊裝置 張緊鏈輪一般是用鑄鐵制成，圖 1—37 所示為焊接鏈條用的一種張緊鏈輪。張緊鏈輪的齒數一

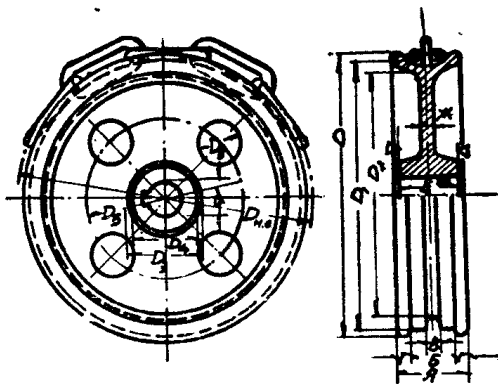


图 1—37 焊接鏈條用張緊鏈輪

• 般为 7 个，其詳細規格見表 1—15。

表 1—15

張 緊 鏈 輪 規 格

鏈条直径 (毫米)	張 緊 鏈 輪 規 格 (毫米)													
	D ₁₁₀	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	A	B	B	Г	E	Ж
19	460	460	410	365	135	130	225	70	180	120	26	30	145	20
22~25	675	680	635	580	170	160	375	110	180	120	30	30	160	25

鏈条采用的張紧裝置大多采用絲杆調節，其結構型式与帶式運輸机所用螺杆式張紧裝置相同。較短的拉木机的鏈条預張力应为200公斤；較长的拉木机的鏈条則应有300公斤的預張力。

五、縱向拉木机的生产能力

縱向拉木机的生产能力可根据下式估算：

$$Q = \frac{3600vV}{l} \varphi_1 \varphi_2 \quad \text{实积 米}^3/\text{时} \quad (1-33)$$

式中 V ——每根原木的平均体积（实积），米³；

v ——鏈条工作速度，通常为0.5~1.0米/秒；

l ——原木的平均长度，米；

φ_1 ——載重系数，通常为0.7~0.85；

φ_2 ——時間利用系数，通常为0.75~0.9。

六、縱向拉木机的功率計算

在估算拉木机的功率时，首先应找出拉木机各部位的張力。拉木机的鏈条沿着軌道前进，故在轉向的地方增加的阻力很小；为計算方便起见，可略去不計。

由图 1—38所示情况，設鏈条在回空部分起点处的預張力为 S_0 ，則克服第一段和第二段的阻力所需拉力应为：

$$P_1 = q_0 (\mu L_0 + \mu L_1 \cos \alpha) - q_0 L_1 \sin \alpha \quad \text{公斤}$$

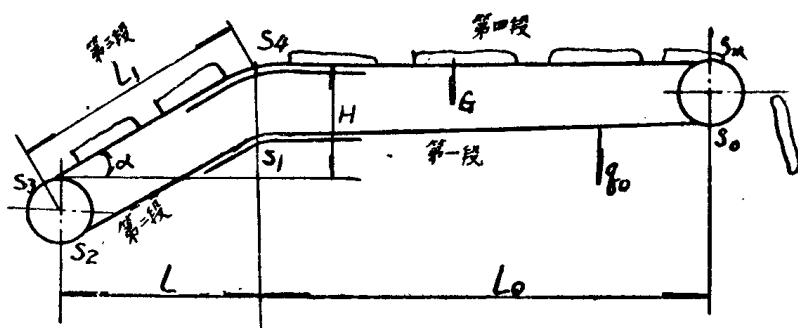


图 1—38 拉木机工作负荷图

式中 q_0 ——每米链条的重量，公斤/米；

L_0 ——拉木机水平部分的长度，米；

L_1 ——拉木机倾斜部分的长度，米；

μ ——曳引件与轨道之间的摩擦系数；

α ——拉木机倾斜部的倾角。

因此，链条进入张紧链轮时的张力 S_2 为：

$$S_2 = S_0 + P_1 = S_0 + q_0 (\mu L_0 + \mu L_1 \cos \alpha) - q_0 L_1 \sin \alpha \quad \text{公斤}$$

链条绕过张紧链轮时，由于要克服链轮轴承的摩擦和链条转向时的阻力，故链条脱离张紧链轮时的张力 S_3 为：

$$S_3 = S_2 + 2S_2 \frac{\mu_1 d'_n + \mu_2 di}{D'_{HO}}$$

式中 μ_1 ——张紧链轮轴承的摩擦系数；

d'_n ——张紧链轮的轴径，毫米；

μ_2 ——焊接链条的链节间或板链轴销间的摩擦系数；

di ——焊接链条的圆钢或板链轴销的直径，毫米；

D'_{HO} ——张紧链轮的直径，毫米。

$$\text{设 } \mu_1 = 0.2, \mu_2 = 0.3, \frac{d'_n}{D'_{HO}} = \frac{1}{7}, \frac{di}{D'_{HO}} = \frac{1}{25}, \text{ 代入}$$

上式中可得：

$$S_3 = S_2 + 2S \left(0.2 \times \frac{1}{7} + 0.3 \times \frac{1}{25} \right) \approx 1.08S_2$$

即 $S_3 = 1.03S_0 + 1.08q_0(\mu L + \mu L_1 \cos \alpha) - 1.08q_0 L_1 \sin \alpha$ 公斤

在第三段倾斜作业时的拉力则为:

$$P_2 = Gn_1 \sin \alpha + Gn_1 \mu \cos \alpha + q_0 L_1 \sin \alpha + q_0 \mu L_1 \cos \alpha$$

式中 G ——每根原木的重量, 公斤;

n_1 ——分布在倾斜部分的原木根数。

因此, 张力 S_4 为:

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + P_2 = 1.08S_0 + 1.08q_0 \mu L + 1.08q_0 \mu L_1 \cos \alpha \\ &\quad - 1.08q_0 L_1 \sin \alpha + Gn_1 \sin \alpha + Gn_1 \mu \cos \alpha + q_0 L_1 \sin \alpha \\ &\quad + q_0 \mu L_1 \cos \alpha = 1.08S_0 + 1.03q_0 \mu L + 2.03q_0 \mu L_1 \cos \alpha \\ &\quad - 0.03q_0 L_1 \sin \alpha + Gn_1 \sin \alpha + Gn_1 \mu \cos \alpha \quad \text{公斤} \end{aligned}$$

在第四段水平作业时的拉力则为:

$$P_3 = Gn_2 \mu + q_0 \mu L_0 \quad \text{公斤}$$

式中 n_2 ——分布在水平部分的原木根数。

因此, 张力 S 为:

$$\begin{aligned} S_m &= S_4 + P_3 = 1.08S_0 + 1.08q_0 \mu L + 2.03q_0 \mu L_1 \cos \alpha \\ &\quad - 0.03q_0 L_1 \sin \alpha + Gn_1 \sin \alpha + Gn_1 \mu \cos \alpha + Gn_2 \mu + q_0 \mu L_0 \\ &= 1.08S_0 + 2.03q_0 \mu L_0 + 2.03q_0 \mu L_1 \cos \alpha - 0.03q_0 L_1 \sin \alpha \\ &\quad + Gn_1 \sin \alpha + Gn_1 \mu \cos \alpha + Gn_2 \mu \quad \text{公斤} \end{aligned}$$

但 $L_1 \cos \alpha = L$

$$L_1 \sin \alpha = H$$

$$Gn_1 = q_1 L_1$$

$$Gn_2 = q_1 L_0$$

以此代入上式, 同时略去 $0.03q_1 L_1 \sin \alpha$ 部分 (其数值仅为全部数值的极小部分, 故可略去), 则可得:

$$S_m = 1.08S_0 + q_1(H + \mu L) + q_1 \mu L_0 + 2.03q_0 \mu (L + L_0) \quad \text{公斤}$$

(1—34)

式中 q_1 ——在拉木机上原木的平均单位重量, 公斤/米;

H ——拉木机上升高度, 米;

L ——拉木机倾斜部分的投影长度, 米。

由此可見, 在驅動鏈輪上的牽引力為:

$$P = S_m - S_o + W_1 + W_2$$

式中 W_1 ——驅動鏈輪的軸承摩擦阻力, 公斤;

W_2 ——鏈條繞過驅動鏈輪時的硬性阻力, 公斤。

但
$$W_1 = (S_m + S_o) \mu_1 \frac{d_p}{D_{HO}}$$

式中 $\frac{d_p}{D_{HO}}$ ——驅動鏈輪軸徑與節圓直徑的比值, 一般可採用 $1/50$ 。

則
$$W_1 = (S_m + S_o) 0.2 \times \frac{1}{5} = 0.04 (S_m + S_o) \text{ 公斤};$$

而
$$W_2 = (S_m + S_o) \mu_2 \frac{di}{D_{HO}}$$

式中 $\frac{di}{D_{HO}}$ ——焊接鏈圓鋼直徑或板鏈軸銷直徑與節圓直徑的比值, 一般可採用 $1/30$ 。

則
$$W_2 = (S_m + S_o) 0.3 \times \frac{1}{30} = 0.01 (S_m + S_o) \text{ 公斤};$$

代入上式中可得:

$$\begin{aligned} P &= S_m - S_o + 0.04 (S_m + S_o) + 0.01 (S_m + S_o) \\ &= 1.05 S_m - 0.95 S_o \text{ 公斤} \end{aligned}$$

即
$$P = 1.05 [2.08 q_0 \mu (L_o + L) + q_1 (\pm H + \mu L) + q_1 \mu L_o] + 0.13 S_o \text{ 公斤} \quad (1-35)$$

拉木機所需電動機的功率為:

$$N = k_2 \frac{Pv}{102\eta} \text{ 千瓦} \quad (1-36)$$

式中 k_2 ——起動係數, 一般可取 $1.2 \sim 1.6$;

η ——傳動效率, 一般為 $0.65 \sim 0.75$; 在採用多段減

速器时，則 $\eta=0.8\sim0.85$ 或更高。

如果抓木裝置上具有滾輪時則上面各式中的 μ 值應改為：

$$\mu_4 = \frac{2f + \mu_3 d'}{D}$$

式中 f ——滾動摩擦係數，一般為 $0.05\sim0.1$ 厘米；

μ_3 ——滾子套筒中的滑動摩擦係數，一般可採用 $0.18\sim0.25$ （如採用滾動軸承時，則採用 0.05 ）；

d' ——輓子軸頸的直徑，厘米；

D ——輓子直徑，厘米。

通常
$$\frac{d'}{D} = \frac{1}{5} \sim \frac{1}{7}。$$

如果輓子有凸緣時，則在計算時應將 μ_4 值增加25%即：

$$\mu'_4 = \frac{1.25(2f + \mu_3 d')}{D}。$$

七、橫向拉木機

橫向拉木機是由兩條或兩條以上的曳引鏈條組成，其結構及原件基本上與縱向拉木機相同，但被運送原木是作橫向移動的。

橫向拉木機可制成固定式或移動式，以適應不同用途的需要。前一種類型是指從一個固定地點將原木運送至指定地點，或將原木橫向引進多鋸機切成要求的長度。後一種類型的橫向拉木機則在裝車或堆垛時採用。

圖1—39所示為固定式橫向拉木機的一種。此種類型拉木機可適應傾斜作業或水平作業。在拉木機一端裝置着的一根轉軸上，安設若干個驅動鏈輪，以曳動鏈條。鏈條的數目視原木長度的差別情況而定。如原木長度大致變化不大，則可用兩根鏈條；如原木長短懸殊，則需安裝 $3\sim4$ 根以上的鏈條。在拉木機的另一端又安設有另一根轉軸，其上裝置相應數量的張緊鏈輪，用以張緊鏈條。和縱向拉木機一樣，在橫向拉木機各個鏈條運行的路線上

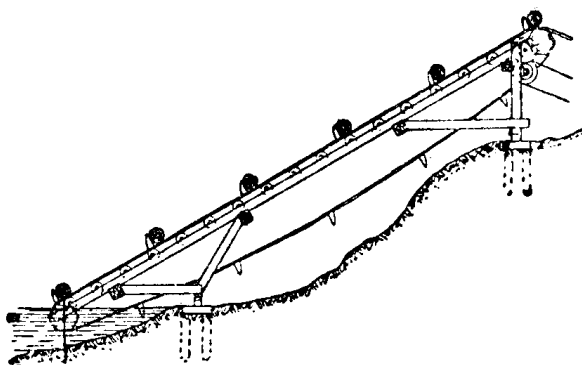


图 1—39 固定式横向拉木机

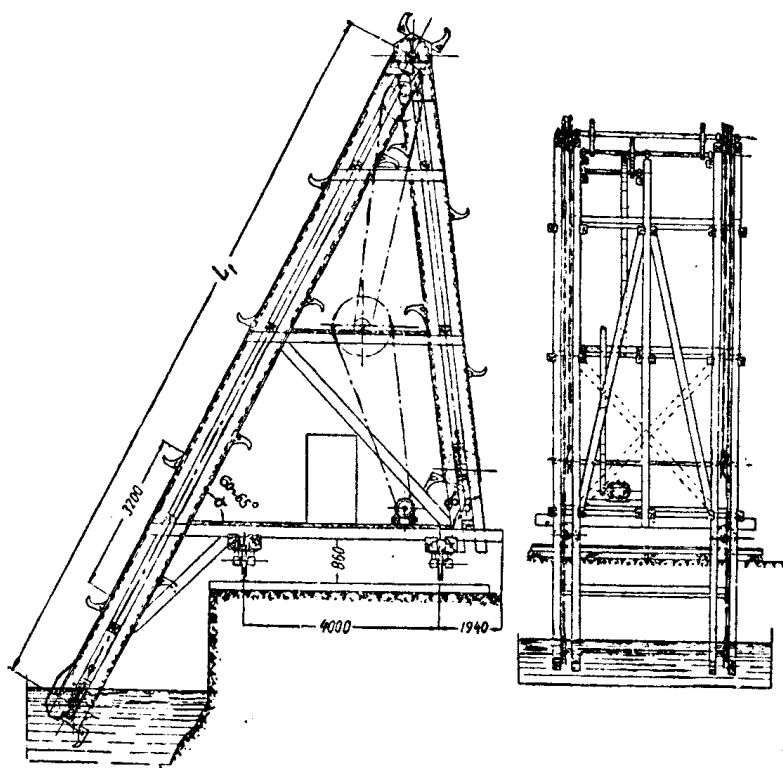


图 1—40 移动式横向拉木机

均設有木架子和軌道，使鏈條在其上滾動或滑移。

圖 1—40 所示為供原木出河歸楞用的移動式橫向拉木機（又稱原木橫向升運機）。此種拉木機具有兩對帶鈎具的鏈條；其中一對是專供從水中升運原木，再轉由另一對鏈條將升運上來的原木均勻地降送到楞堆上。拉木機上部的鏈輪是主動鏈輪，由電動機通過傳動機構帶動（圖 1—41）。電動機是裝設在拉木機機座下部的平台上，能和拉木機同時移動到各個作業地點。

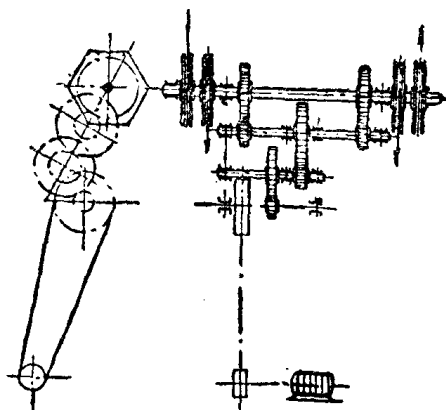


圖 1—41 移動式橫向拉木機的傳動機構

拉木機下部有兩對行走輪，可用以沿敷設在河岸的軌道、或沿河岸修建的專用木棧橋的軌道上移動。拉木機所用的軌距寬為 3~4 米；機高達 14 米左右，堆楞高度可達 12.5 米左右。拉木機用以升運原木出水的鏈條和水平的交角 α 為 $60 \sim 65^\circ$ ，降送

原木的鏈條和水平的交角 β 為 85° 。

移動式橫向拉木機所採用鏈條和鈎的構造見圖 1—42 所示。此種拉木機多採用板鏈條，是由一塊內鏈板或鈎板和兩塊外鏈板交替地用銷釘連接起來而成。鏈條的節距約為 200~300 毫米，外鏈板厚度約為 5~6 毫米，內鏈板或鈎板的厚度則為 10 毫米左右，鈎的間距應為節距的 8~12 倍。

八、橫向拉木機的主要計算

橫向拉木機的生产能力可由下式求得：

$$Q = \frac{3600vV}{l_1} \varphi_1 \cdot \varphi_2 \quad \text{實積米}^3/\text{時} \quad (1-37)$$

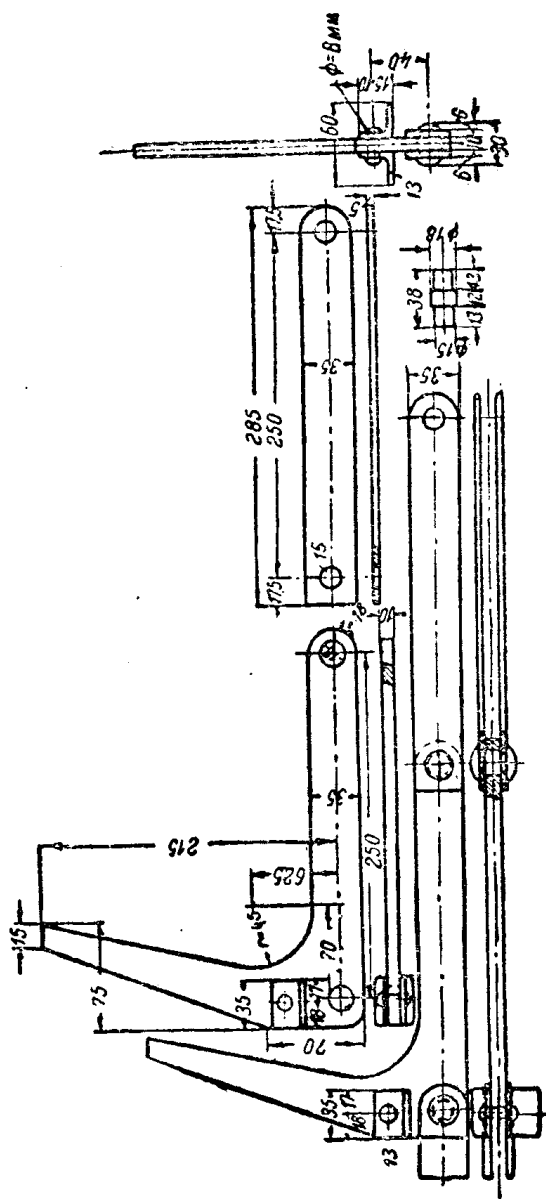


图 1—42 鏈条和鈎的构造

式中 v ——鏈条的速度，米/秒；一般可采取下列数值：

固定式橫向拉木机0.2~0.4米/秒；

移动式橫向拉木机0.3~0.5米/秒。

l_1 ——鈎的間距，米；其数值一般为：

固定式橫向拉木机1.5~3.6米；

移动式橫向拉木机

当 $v=0.2\sim0.3$ 米/秒时，2.0~2.5米；

当 $v=0.3\sim0.4$ 米/秒时，3.0~3.6米。

V ——每根原木的平均体积（实积），米³；

φ_1 ——装载系数，通常为0.8~0.9；

φ_2 ——時間利用系数；移动式橫向拉木机取0.7~0.8，固定式橫向拉木机取0.8~0.9。

橫向拉木机的功率計算方法基本上与縱向拉木机的相同，但計算时必须考虑到原木是橫向移动的，而且鏈条数目較多。

九、拉木机的維修注意事項

（一）經常检查鏈条的磨損及伸长程度，以及鏈輪輪齿的磨損程度。

（二）經常注意在拉木机軌道、滾輪、齿輪及各处軸承注入潤滑油。

（三）当停机較長時間后再開車前，必須慎重检查鏈条各个鉸接处的活动情况，确定沒有問題，才可起动。

（四）拉木机每100米长度应有15~20米备用鏈条。

（五）拉木机运行1000小时后，应进行一次計劃預修。

第三节 刮板运输机

一、刮板运输机的結構

刮板运输机一般是用以运输散粒物料。在制浆造纸工业中，

有用以运送草片、葦片、木片等，間或用以运送浆料或石灰渣。刮板运输机结构简单，造价低廉，卸料方便，是其优点；但由于物料与导槽之间的摩擦关系，运行时需要消耗较大的动力。

图 1—43 所示为刮板运输机的示意图。物料由装料斗 2 进入导槽 1 中。曳引件 5 挂在驱动轮 7 和张紧轮 8 之上。固定在曳引件上的刮板 4 随着曳引件的运行，而将导槽中的物料推动，最后通过隔板 3 卸出。图中所示刮板运输机的曳引件为链条，其上装有滚轮 6，以减少摩擦阻力。在同一台刮板运输机上，可以装上几个卸料孔，每个卸料孔下面装有一个开关插门，以便随时在 2~3 个地方同时卸料。

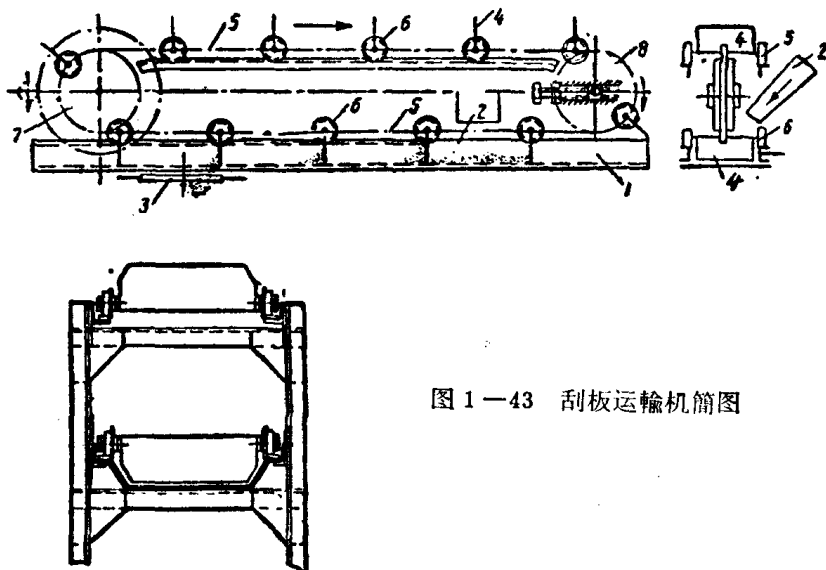


图 1—43 刮板运输机简图

二、刮板运输机的种类与规格

根据所采用刮板的不同型式，刮板运输机可分为多种多样。在制浆造纸工业中，常用的有：具有整块平板的刮板运输机和具有框架形刮板的刮板运输机两种类型。

(一) 具有整块平板的刮板运输机 刮板由钢板、木板或橡胶板制成，紧固在链条或运输带上。常用的刮板宽度为200～1000毫米，高度通常为宽度的25～50%。刮板间距通常为链条间距的1～3倍。表1—16所列以链条为曳引件的刮板详细规格，可供参考。

表1—16 链条曳引的刮板规格

刮板规格 (毫米)			链条 间距 (毫米)	刮板规格 (毫米)			链条 间距 (毫米)
高	宽	间距		高	宽	间距	
140	450;600	420	210	250	800;1,000	420	210
		600	300			600	300
		800	400			800	400
180	600;800	420	210	320	1,000;1,200	1,000	500
		600	300			600	300
		800	400			800	400
		1,000	500			1,000	500

(二) 具有框架形刮板的刮板运输机 刮板不是整块平板的，而是由框架构成，同时又往往是与曳引链条铸成为一个整体(图1—44)。这种型式的刮板运输机结构简单，性能良好，生产效率也较高。由于工作时是在密封的导槽内进行，漏料的机会大大减少，这种情况对易于“搭桥”的草片、葦片等尤为有利。此外，又具有检修容易的优点；在工作中，如发现某一环节有损坏，只要停车、放松张紧装置，换上备品，再行张紧；即可继续工作。

三、刮板运输机的生产能力

刮板运输机的生产能力可以根据下式进行估算：

$$Q = 3600 F v \varphi \gamma k \quad \text{吨/时} \quad (1-38)$$

或
$$Q = 3600 B h v \varphi \gamma k \quad \text{吨/时} \quad (1-39)$$

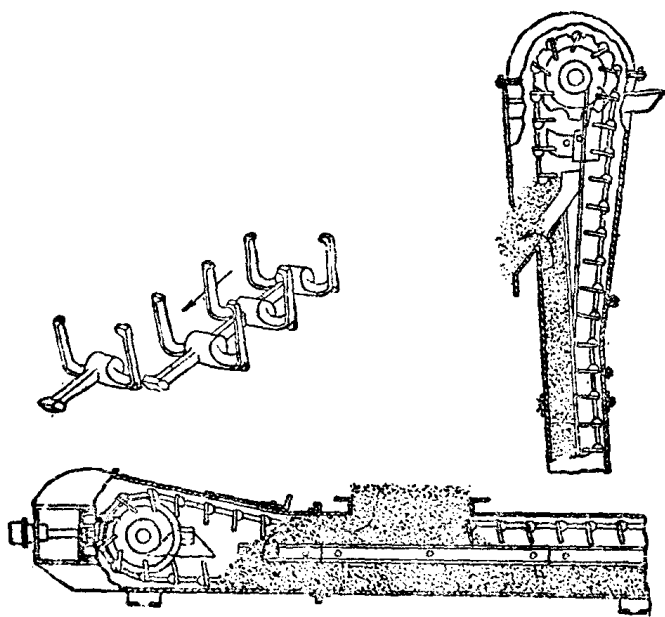


图 1—44 框架形刮板运输机

式中 Q ——刮板运输机生产能力，吨/时；

F ——刮板面积，米²；

v ——刮板运输机工作速度，米/秒。工作速度视运送物料种类和链条间距而定，一般为 0.2~0.6 米/秒；运送比重大、摩擦阻力较大的物料和采用较大链距时，可采用低值；

η ——装载系数，与运送物料的性质有关，一般为 0.5~0.8。运送松散性较大的物料时，取较低数值；运送松散性较差的物料，则采用较大数值；

γ ——物料的堆积重度，吨/米³；

k ——系数，视运输机倾斜度而定，其具体数值可参照表 1—17 选用；

B——导槽宽度，米；

h——导槽高度，米。

表 1—17 系数K与运输机倾斜度的关系

运输机的倾 斜度（度）	K		运输机的倾 斜度（度）	K	
	松散性较 大的物料	松散性较 差的物料		松散性较 大的物料	松散性较 差的物料
0	1.00	1.00	35	—	0.60
10	0.85	1.00	40	—	0.50
20	0.65	0.85	45	—	0.40
30	0.50	0.75			

通常又多以导槽宽度为其高度的 3 ~ 4 倍进行考虑；如以

$a = \frac{B}{h}$ ，则由上式又可估算导槽宽度

$$B = \frac{1}{60} \sqrt{\frac{aQ}{v\varphi\gamma k}} \text{ 米} \quad (1-40)$$

四、刮板运输机的拉力和功率

刮板运输机的拉力计算，在原理上与拉木机的拉力计算相同。但必须注意到，刮板运输机在工作时，除了要克服曳引机构本身的摩擦阻力外，还要克服运送物料和导槽槽壁之间的摩擦阻力。此外，又要考虑到链条跑偏等因素所增加的阻力。为简化计算起见，可采用系数k加以调整，k值一般可取1.25左右。

以带有滚轮的链条曳引的刮板运输机为例，其牵引力为：

$$P = q_0 (\pm H + Lk \frac{2f + \mu_1 a}{D}) + q_1 (\pm H_0 + \mu_0 L) \text{ 公斤} \quad (1-41)$$

采用上式进行运送散粒物料时的计算，应该考虑到运送物料

与导槽槽壁之间的摩擦阻力，以及物料在运行过程中发生混和而形成的阻力等因素。为此，选用滑动摩擦系数 μ_0 的数值，应在其原有数值的基础上增加30~40%。

对采用滑动支承的刮板运输机来说，其牵引力则应为：

$$P = q_0(\pm H + \mu_2 L) + q_1(\pm H + \mu_0 L) \quad (1-42)$$

式中 μ_2 ——运输

机曳引件与导轨间的滑动摩擦系数。

为估算刮板运输机所需功率，必须首先由拉力计算着手。兹以具有滚轮的链条曳引的刮板运输机为例（图1—45），计算其各段的阻力：

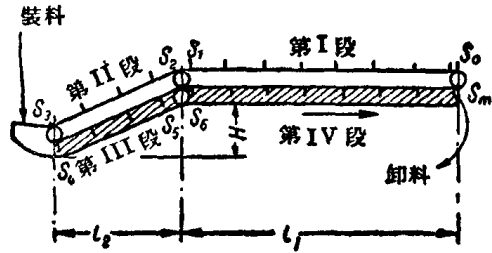


图1—45 刮板运输机负荷情况简图

第一段

$$P_1 = q_1 l_1 k \frac{2f + \mu d}{D} \text{ 公斤}$$

第二段

$$P_2 = q_0(-H + l_2 k \frac{2f + \mu_1 d}{D}) \text{ 公斤}$$

第三段

$$P_3 = q_0(H + l_2 k \frac{2f + \mu d}{D}) + q_1(H + \mu_0 l_2) \text{ 公斤}$$

第四段

$$P_4 = q_0 l_1 k \frac{2f + \mu d}{D} + q_1 \mu_0 l_1 \text{ 公斤}$$

当驱动链轮松边起点处链条的张力 S_0 等于预张力时，各部分的牵引力为：

$$S_1 = S_0 + P_1 \text{ 公斤}$$

$$S_2 = S_1 C = (S_0 + P_1) C \quad \text{公斤}$$

$$S_3 = S_2 + P_2 = (S_0 + P_1) C + P_2 \quad \text{公斤}$$

$$S_4 = S_3 C = (S_0 + P_1) C^2 + P_2 C \quad \text{公斤}$$

$$S_5 = S_4 + P_3 = (S_0 + P_1) C^2 + P_2 C + P_3 \quad \text{公斤}$$

$$S_6 = S_5 C = (S_0 + P_1) C^3 + P_2 C^2 + P_3 C \quad \text{公斤}$$

$$S_m = S_6 + P_4 = (S_0 + P_1) C^3 + P_2 C^2 + P_3 C + P_4 \quad \text{公斤}$$

应该指出，上列各式是根据下列几点假设推导出来的：

(1) 进料与卸料所产生的阻力可略去不计；

(2) 采用链条曳引件时，由倾斜作业转为水平作业的链轮阻力可略去不计；

(3) 采用链条曳引件时，C值可采用1.08。如采用带式曳引件，则绕过鼓轮的阻力系数C参照带式运输机的阻力系数选用。

因此，刮板运输机所需电动机的功率为：

$$N = k_2 \frac{(S_m - S_0) v}{102 \eta} \quad \text{千瓦} \quad (1-43)$$

式中 k_2 ——起动系数，通常为1.3~1.8；

η ——传动装置的传动效率。

五、刮板式运输机的使用及维修注意事项

(一) 在运转时，必须注意保持运输机纵向中心线成一直线。如果不能保持这个条件，则链条就会跑偏，而链轮套筒就要离开链条片，致使链条单边伸长。

(二) 链条的关节、辊柱和轴承应很好地施以润滑。运输机导动端和张紧端的轴承发热的原因常常是由于顶部歪斜或框架弯曲所引起。张紧端的轴承发热也可能是由于紧带螺絲的移动不均匀而造成。

(三) 必须注意不使物料夹在刮板与槽面之间，不使刮板咬入槽壁和槽底。

(四) 不允許在鏈條運轉時清除附在刮板上的物料。

(五) 每班必須檢查一次刮板運輸機的運行情況。

(六) 刮板運輸機工作300~1000小時之後，最好是進行計劃預修一次。

第四節 斗式提升機

一、斗式提升機的結構和工作原理

斗式提升機適用於散粒和塊狀物料的較大傾斜度或垂直運輸。斗式提升機的曳引可採用膠帶或鏈條，並在其上釘上或掛上斗子。

斗式提升機是由附有盛斗 a 的無端的帶 b （單鏈或雙鏈）繞過兩個鼓輪（或鏈輪）而構成（圖1—46）。整個提升機用外殼罩着。提升機的上部稱之為頭部，由裝有鼓輪的驅動機構 c 和外殼 k 組成。提升機的下部稱之為履部，由裝在軸 d 上的鼓輪、張緊裝置和外殼 l 組成。轉軸 d 是由軸承 e 支承；軸承 e 可沿導軌 g 移動。轉動裝有手輪的螺桿 h ，即可張緊裝在管形殼內的曳引帶。物料可用手或用溝槽 m 送進提升機的履部，當物料從履部被引送到上部的鼓輪時，則由重力或離心力的作用而由斗內卸出，並由管 n 引出到所需的方向去。

提升機的驅動裝置通常均設在頭部。電動機和傳動機構也隨着驅動輪而設置在頭部。

二、斗式提升機速度的選擇

速度和鏈輪（或鼓輪）直徑的選擇與卸料的方法有極大的關係。一般來說，利用離心力卸料，需要較高的綫速度（圖1—46）；如利用重力卸料時，則綫速度可略為低些（圖1—47）。

當斗子上升至提升機頭部鏈輪或鼓輪之處，斗子將隨着鏈輪或鼓輪的回轉，而改變其運行方向；此時，斗子內的物料將蒙受

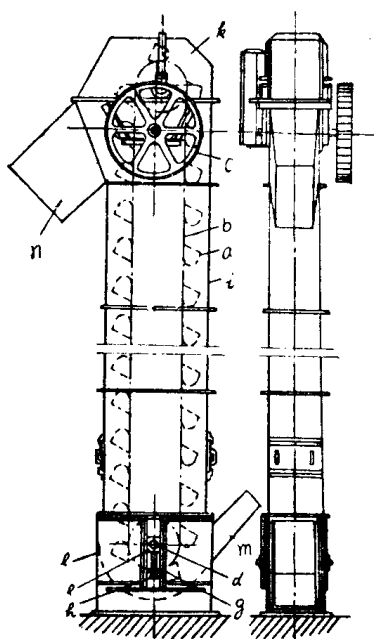


图 1—46 离心卸料具有圆底斗子的斗式提升机

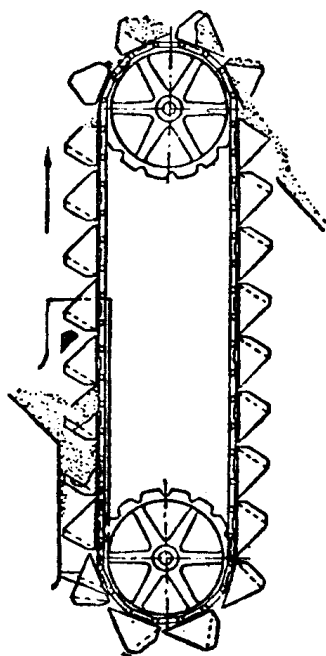


图 1—47 重力卸料具有三角斗子的斗式提升机

一定的离心力作用。为保证离心卸料的顺利进行，将斗内全部物料倾出，必须设法使物料颗粒的重力与上述的离心力作用维持一定的比率，其数值一般应为：

$$F = \frac{2}{3}q$$

式中 F ——物料所受的离心力，公斤；

q ——物料的重量，公斤。

如略去皮带的厚度不计，则离心力应为：

$$F = \frac{q}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$$

式中 v ——提升机运行速度，米/秒；

R ——鏈輪或鼓輪的半径，米；

g ——重力加速度，9.81米/秒²。

因此
$$\frac{q}{g} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{2}{3} q$$

即
$$R = \frac{3}{2g} v^2 \approx 0.153 v^2 \text{ 米} \quad (1-44)$$

或
$$D \approx 0.3 v^2 \text{ 米}$$

而
$$v = \sqrt{\frac{2g}{3} R} \approx 2.55 \sqrt{R} \text{ 米/秒} \quad (1-45)$$

通常，在提升机的头部附近設有高位流槽，以承接由斗子卸出的物料。流槽槽口的下端与鏈輪（或鼓輪）中心形成的連接綫，应与水平中心綫构成一定的“卸料角” β （图 1—48）。当离心力为物料重力的 $\frac{2}{3}$ 时，运送干燥物料应采用 $\beta = 30^\circ$ ；运送稍带潮湿物料应采用 $\beta = 45^\circ$ ，而运送潮湿物料則应采用 $\beta > 45^\circ$ 。

提升机的装料槽一般是安装在靠近履部的地方；装料槽与下鏈輪（或下鼓輪）水平中心綫形成的交角应大于 45° ，以减少离心力的作用，否則不易保証斗子的装料量。

提升机的运行速度一般应視运送物料的性质而定，表 1—18所列数据可供选择运行速度用。

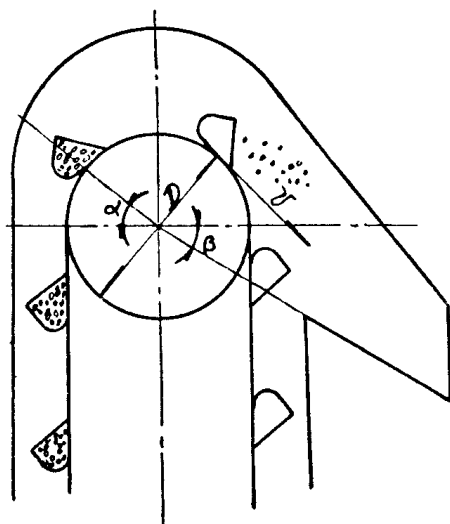


图 1—48 卸料流槽和头部鏈輪的相对位置

表 1—18

提 升 机 运 行 速 度

物 料	速 度 (米/秒)	物 料	速 度 (米/秒)
細粉状物料 (硫鉄矿的余 烬, 苏打, 浮选的硫鉄矿, 硫黄粉等)	0.90~1.25	鋸末、木片、小块煤炭、 成卷的泥炭、葦片、草片	1.25~2.5
石灰、水泥、白墨粉	1.0~1.6	块状泥炭, 普通煤炭 (块 的大小60毫米)	1.25~1.40
砂子、石砾、灰渣	0.9	打碎的石灰石, 石头, 矿 渣	0.5~0.8
食盐 (干的和湿的)	1.0~1.25		

三、斗子型式和規格

(一) 斗子型式 斗子型式有多种多样, 而常用的主要是圓底和三角形斗子两种。一般离心卸料的提升机多采用圓底斗子 (图 1—49); 卸料时, 物料沿斗子内部圓角滑动。重力卸料的

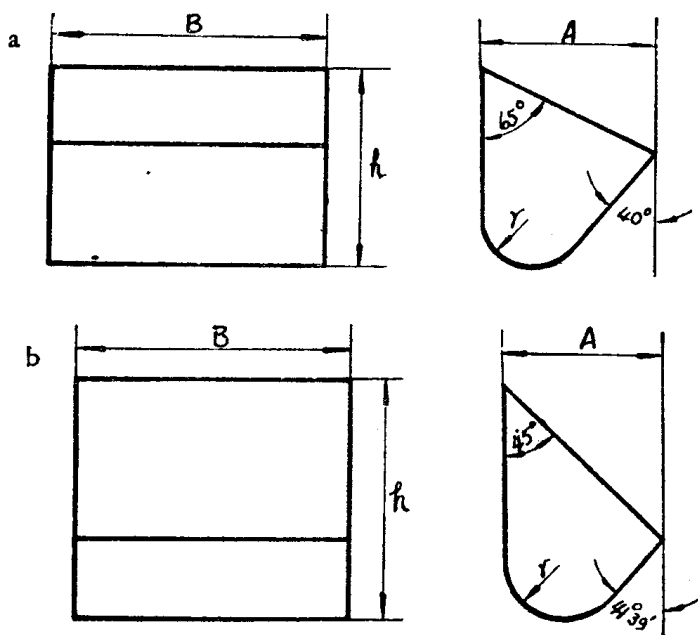


图 1—49 圓底斗子

a—A型斗; b—B型斗; A—斗幅; B—斗宽; h—斗深; r—圓角半径

提升机則多采用三角形斗子（图 1—50）；卸料时，物料沿一定傾角落下，并沿前面一个斗子的背部繼續滑行，进入卸料槽內。

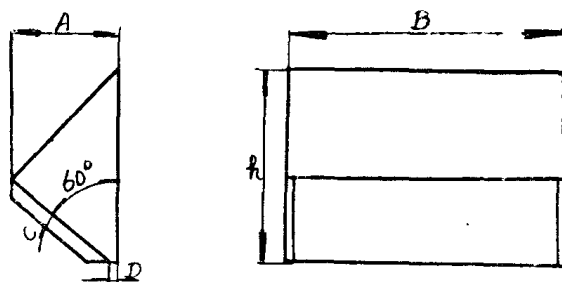


图 1—50 三角形斗子
A—斗幅；B—斗寬；h—斗深

（二）斗子規格 在运送易于卸料的散粒物料时，一般可采用A型圓底斗子；而在运送其他物料时，則多采用B型圓底斗子。其規格見表 1—19。

表 1—19 圓底斗子規格

A 型 斗		B 型 斗	
幅 度 (毫米)	面 积 (分米 ²)	幅 度 (毫米)	面 积 (分米 ²)
94	0.53	57.5	0.22
120	0.89	90	0.59
160	1.62	140	1.46
220	3.14	215	3.51
300	5.89	315	7.6

斗子容积可根据下式推算：

$$i = BF \quad \text{升} \quad (1-46)$$

式中 i ——斗子容积，升；

B ——斗子寬度，分米；

F ——斗子橫截面积，分米²。

两个斗子的距离一般应为斗子深度的 2~2.5 倍。在确定斗

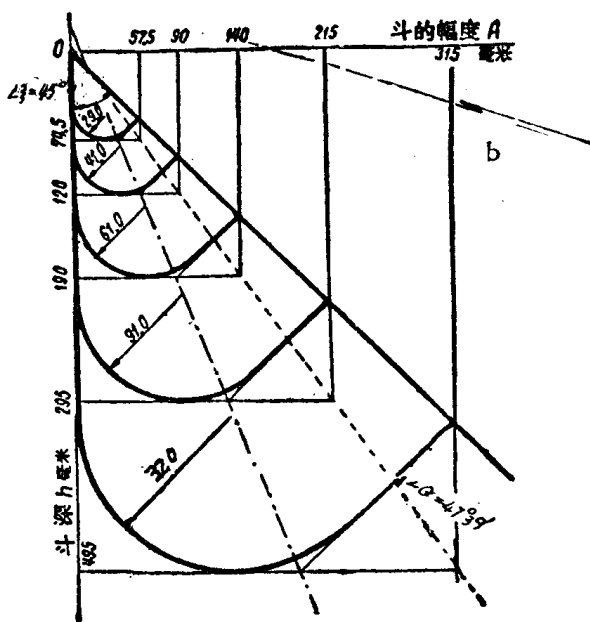
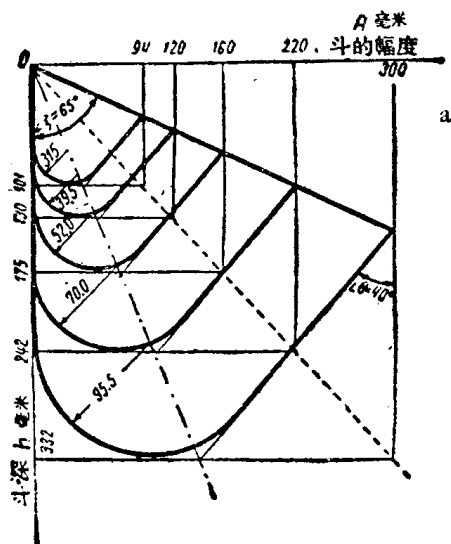


图 1—51 圆底斗子规格图

子深度后，可根据图 1—51 找出斗子的幅度，再由表 1—19 查出斗子的横截面积。

曳引斗子的皮带幅度应较斗子宽度略大一些，常用的规格为 135、200、300、450、600 毫米。

四、斗式提升机的止逆掣动装置

斗式提升机是进行很大的倾斜运输或垂直运输的，其头部链轮或鼓轮经常受着很大的扭矩。如提升机发生意外的突然停机，其形成的扭矩可能会迫使提升机作反向运行，以致斗子里的物料倒流倾出，可能导致提升机的严重堵塞，甚至破坏整台提升机的机构。为避免意外事故起见，通常在头部驱动轴上装有由棘轮和爪子组成的止逆掣动装置。由图 1—52 a 可见，在驱动轴上的无

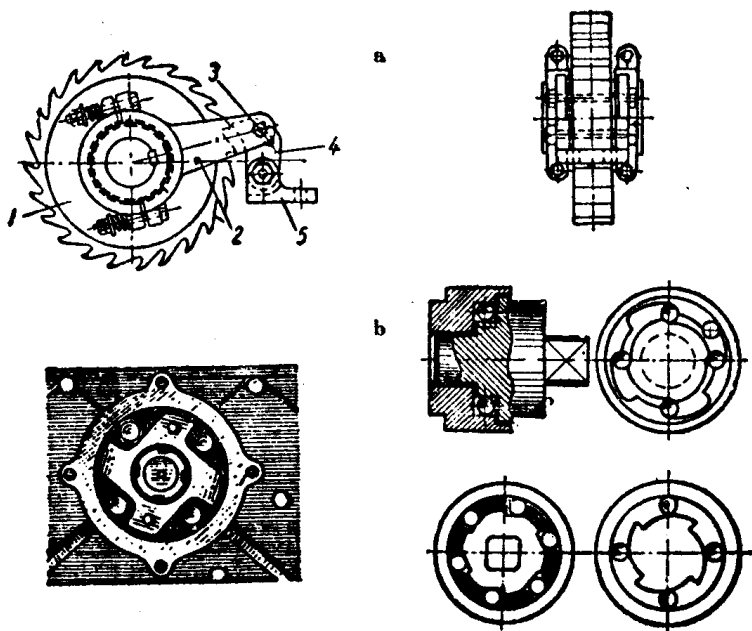


图 1—52 提升机的止逆掣动装置

a—无声棘轮；b—滚柱止逆器

声棘輪 1 的旁側，裝有帶彈簧固定螺栓的卡箍 2，卡箍用銷釘 3 穿入爪子 4 的長形孔中，然後用軸銷將爪子固定在支座 5 上。當驅動軸正常運行時，卡箍借助銷釘 3 推開爪子，使其離開棘輪。當驅動軸發生反向運動時，銷釘將爪子推向棘輪，壓住棘輪，使提升機停止運轉。

除棘輪外，也有採用滾柱止逆器的（圖 1—52b）。當驅動軸發生反向回轉時，游動在環圈和外壳間的滾柱，即反轉而卡在其間，從而掣動提升機的運行。滾柱止逆器的優點是富有彈性，且不发生冲击。

五、斗式提升機的生產能力

斗式提升機的生產能力可根據下式進行計算：

$$Q = 3.6 \frac{i}{a} v \gamma \varphi \quad \text{噸/時} \quad (1-47)$$

式中 Q ——提升機生產能力，噸/時；

i ——斗子容積，升；

a ——斗子間距，米；

v ——鏈條或皮帶的速度，米/秒；

γ ——物料自然堆積重度，噸/米³；

φ ——裝載係數，由表 1—20 查得。

表 1—20

裝 載 係 數

物 料 形 態	顆粒規格 (毫米)	裝 載 係 數
粉 狀 物 料	—	0.7~0.9
小 塊 物 料	20~50	0.6~0.85
中 塊 物 料	50~100	0.5~0.7
大 塊 物 料	> 100	0.4~0.6
濕 物 料	—	0.5~0.7

六、斗式提升机的功率

斗式提升机驱动轴的轴功率可由下式求得：

$$N_o = \frac{Q \cdot H}{367} \left(1.15 + \frac{K}{\gamma} \right) \text{ 千瓦} \quad (1-48)$$

式中 N_o ——驱动轴的轴功率，千瓦；

Q ——提升机生产能力，吨/时；

H ——提升机提升高度，米；

γ ——物料自然堆积重度，吨/米³；

K ——系数，由表 1—21 查得。

表 1—21 系 数 K 数 值

提升机曳引型式	系 数	提 升 机 生 产 能 力 (吨/时)			
		20以下	21~40	41~80	81~150
带 式	K	1.50	1.15	0.95	0.75
链 式	K	1.05	0.75	0.65	0.55

因此，斗式提升机所需电动机的功率为：

$$N = (1.1 \sim 1.2) \frac{N_o}{\eta} \quad (1-49)$$

式中 η ——传动装置的传动效率。

七、斗式提升机的使用与维修注意事项

- (一) 主动轴和张紧轮的中心线必须互相平行。
- (二) 斗子不应当碰触提升机的外壳。
- (三) 斗子与皮带的结合必须紧密，以防物料落入斗背和皮带之间。
- (四) 提升机斗子与履带底面应维持一定距离，其大小应视运送物料的大小而定。

(五) 斗式提升机运行600~700小时之后, 最好进行一次计划预修。

斗式提升机主要零件预计使用年限如下:

齿 輪——— 4 年; 鏈条的夹片——— 4 年;
軸承衬——— 1.5年; 鏈条关节的零件——— 1.5年;
运送摩擦較小物料的斗子——— 3 年; 鏈輪——— 4 年;
皮带——— 1 年。

第五节 螺旋输送机

一、螺旋输送机的构造及工作原理

螺旋输送机的结构见图 1—53所示。导槽^a由半圆柱形槽底和两道槽壁构成, 槽的上部安設有槽盖。槽內又装有螺旋器^b, 由一个空心或实心的轉軸和螺旋叶組成; 螺旋叶是和轉軸鑄在一起, 也有用螺栓或焊接方法将螺旋叶固定在轉軸上(图 1—54)。整个螺旋器支持在几个悬吊着的中間軸承^c上。导槽安装在支座^f上; 在其两端有两个連軸承支架一同鑄出的側板^d。物料由进料管^g輸入导槽的一端, 然后从导槽另一端的卸料管^h卸出。原动力通过传动系統带动驅動輪ⁱ, 进而使螺旋器回轉。螺旋器的回轉推动物料, 此时又会产生很大的軸向反力, 因此有必要在轉軸上安装止推軸承^e。

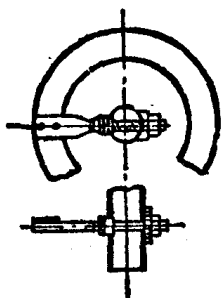


图1—54 焊上螺旋叶的轉軸

常用的螺旋器的型式主要有六种, 如图 1—55所示。实体螺旋(图 1—55a), 适用于运送干燥的顆粒較小或粉状物料; 带式螺旋(图 1—55b和c), 适用于运送块状或粘状物料; 叶片式螺旋(图 1—55e), 可用以运送易于粘附或

易于凝聚的物料；如要求物料在运输过程中同时获得分散和搅拌作用，则应采用周边带齿的螺旋（图1—55r和e）。

螺旋的外径一般为100~600毫米，视输送机生产能力的要求而定。转轴每分钟回转40~120次。螺距一般为螺旋外径的0.5~1.0倍；个别情况下，可采用0.25倍的比值，以适应特别繁重的运输。

螺旋输送机的导槽多用钢板或铸铁制成，也有采用木制内衬薄钢板，或采用混凝土内贴瓷砖建成的。螺旋输送机的长度一般不应超过60米，支承转轴的轴承的间距为2.5~3.5米。

螺旋输送机主要用于水平作业，又有用于倾斜作业，也间

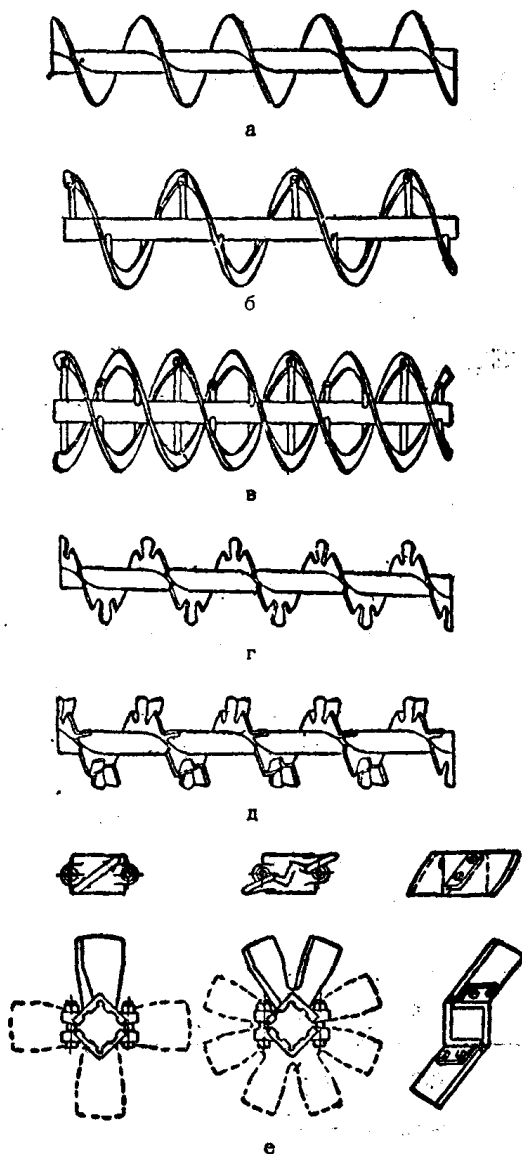


图1—55 螺旋型式

a—实体螺旋；б、в—带式螺旋；г、д—周边带齿的螺旋；e—叶片式螺旋

有用作垂直運輸的。螺旋輸送機既能保證運送穩定，且只能沿一個方向運動，沒有回空的問題。此外，由於在運輸過程中可起攪拌作用，因此又可作為攪拌器用。但，由於物料摩擦和混和的關係，物料易受破損，槽身和螺旋易於磨耗，而且需要的動力也較大。

螺旋輸送機雖然有些缺點，但其特點則又極其適應制漿造紙工業中某些物料的運輸，例如紙漿、石灰石、硫鐵礦石、芒硝、石灰渣、草片、木片等的運送。此外，又可用以作為貯漿池的攪拌器、連續蒸煮器中反應管的推料器等。

二、螺旋輸送機的生产能力

螺旋輸送機的生产能力可以根据下式估算：

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} S n \varphi \gamma \approx 47 D^2 S n \varphi \gamma \quad \text{吨/时} \quad (1-50)$$

式中 Q ——螺旋輸送機生产能力，吨/时；

D ——螺旋外径，米；

S ——螺旋導程，米；

n ——螺旋器轉速，轉/分；

φ ——填充系数，視物料性質而定（表 1—22）；

γ ——物料堆積重度，吨/米³。

表 1—22

填 充 系 数

物 料 性 質	填 充 系 数 φ
体輕、磨損性極小的物料	0.4
体輕、磨損性較小的物料	0.32
体重、磨損性較小的物料	0.25
体重、磨損性較大的物料	0.125

螺旋输送机轉軸的轉速与螺旋外径具有一定关系，如下式所示：

$$n = \frac{K}{\sqrt{D}} \quad \text{轉/分} \quad (1-51)$$

式中 D ——螺旋外径，米；

K ——系数，視物料性質而定。在运送体輕、磨損較小的物料时， $K=60$ ；在运送体重、磨損較小的物料时， $K=45$ ；而在运送体重、磨損較大的物料时， $K=30$ 。

而螺旋外径則又可根据下式进行估算：

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q}{47n\gamma a}} \quad \text{米} \quad (1-52)$$

式中 a ——螺距与螺旋外径的比值， $a = \frac{S}{D}$ 。

三、螺旋输送机的功率

螺旋输送机所需电动机的功率主要是消耗于克服：（1）在傾斜作业时，升举物料的阻力；（2）物料与导槽槽壁之間的摩擦阻力；（3）物料与螺旋之間的摩擦阻力；（4）軸承所受的阻力；（5）物料的混和、卡堵和破碎而形成的阻力以及（6）传动系統的摩擦阻力。

其功率可根据下式估算：

$$N = \frac{Q}{367\eta} (H + LW) \quad \text{千瓦} \quad (1-53)$$

式中 N ——电动机功率，千瓦；

Q ——螺旋输送机生产能力，吨/时；

H ——提升高度，米；

L ——水平投影长度，米；

W ——阻力系数，它决定于运送摩擦系数的大小。以散粒物料为例，草片、木片等的 W 值为1.3，

水泥为2.5，砾石为4.0，块煤为2.2，焦炭为3.0，煤粉为2.1。

第六节 起重设备

一、滑车和行車

(一) 滑車 最通用的滑車有繩滑輪組和蝸杆滑車两种。繩滑輪組的挠性曳引件多采用麻繩，也有采用鋼絲繩的；滑輪分別裝在上下两个滑輪架內（图 1—56a）。在上滑輪架的上部有一个悬挂滑輪組的吊环；下滑輪架的下部則有一个吊鉤。曳引繩的一端連接在上滑輪架下部的小鉄环上，然后反复穿繞在上下滑輪

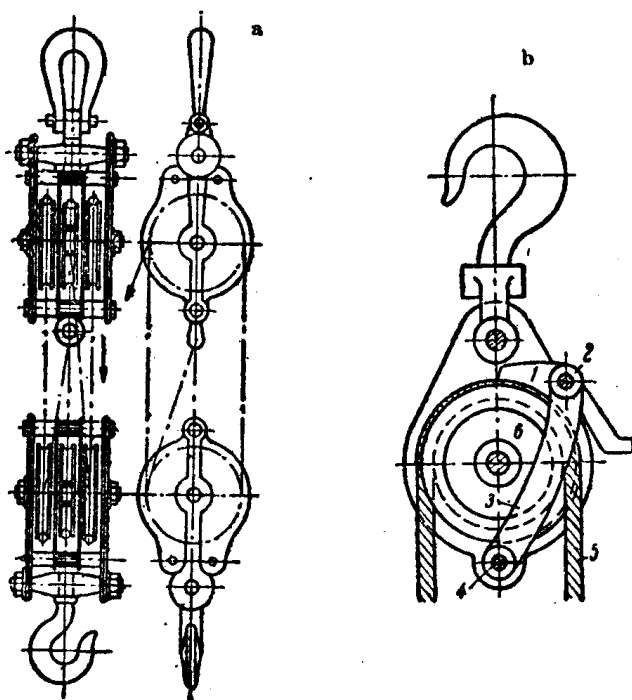


图 1—56 滑輪組及掣动器

a—滑輪組；b—掣动器

架中的滑輪上。在起重時，利用上滑輪架的吊環將滑車組懸掛在建築物的橫梁上，或懸掛在固定的或可移動的架子上。重物則懸掛在下滑輪的吊鉤上，然後曳動曳引繩，即可將重物升舉起來。

由於繩滑輪組屬手動間歇操作，為使在間歇時不致反滑，在繩滑輪上裝設一個專門的掣動器（圖1—56b）。掣動機構是由一個用螺釘2固定在杠杆3上的金屬塊1構成，杠杆安裝在軸銷4上。

當曳引繩5反走時，則由於摩擦力的關係將金屬塊1向前移動，這樣杠杆3就迫使金屬塊1和滑輪6將曳引繩緊緊夾住，而停止運動。

蝸杆滑車（圖1—57）的提升曳引件是由掛在上下鏈輪的標準焊接鏈條組成。上鏈輪與蝸杆傳動連接着；在蝸杆的一端裝有另一個鏈輪，移動掛在此一鏈輪上的鏈條，即可轉動蝸杆，從而使提升曳引件的下鏈輪逐漸上升或下降。下鏈輪附有吊鉤，以利用鉤住運送的重物。其上鏈輪也附有吊鉤，以便將滑車懸掛在梁上或行車上。滑車的外殼是由螺釘連接的鋼板組成。蝸杆滑車的提升高度可達到10米。

（二）行車 行車是一種能沿着水平方向移動的手動或電動小車，具有1，2，或4個車輪。根據不同工作條件，行車可以沿工字梁或鋼軌的上緣或下緣移動。如果行車是一個車輪的，則車輪沿軌道上緣滾動；如果是2個或4個車輪的，則既可沿軌道上緣滾動（圖1—58a），又可沿軌道下緣滾動（圖1—58b和B）。圖中r為裝有起重滑車的行車。

另外，電動滑車是一種輕便的起重機械，由起重鉤、鋼絲繩卷筒、減速器、一個或兩個掣動器以及電動機等組成。圖1—59所示為移動式電動滑車，利用電動機通過齒輪傳動系統，將鋼絲繩卷筒驅動，曳動鋼絲繩進行起重工作，同時又可驅動行車的車輪使作水平移動。電動滑車的起重量有0.25、0.5、1.0、2.0、3.0和5.0噸幾種。

[illegible]

圖 1—57 蝸杆滑車

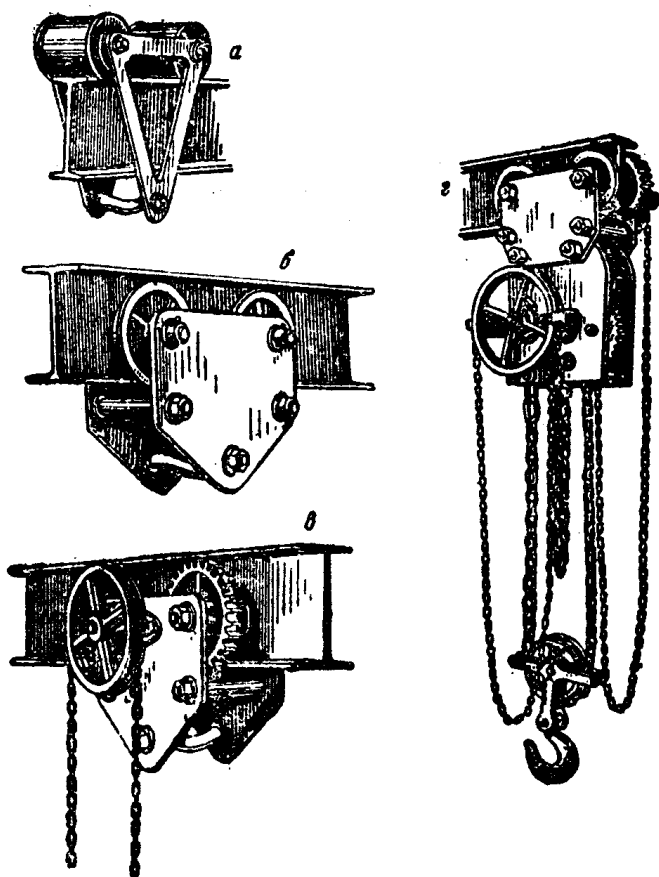


图 1—58 行 車

a—沿上緣移动的行車；b—沿下緣移动的行車；
r—装有起重滑車的行車

其水平移动速度則为30米/分。

二、桥式起重机

桥式起重机的工作面为矩形，可以适应沿整个車間的工作面搬移物品之用。为此，桥式起重机多見于物品周轉量較大的車間

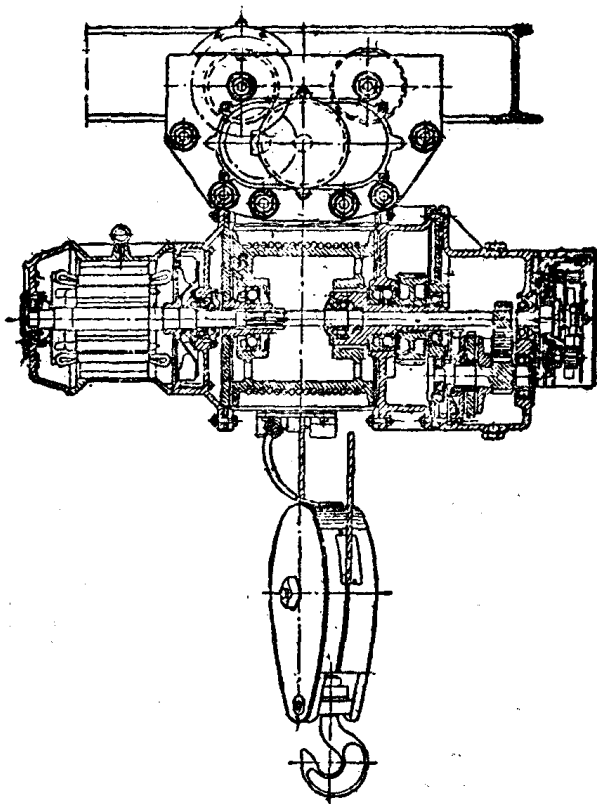


图 1—59 电动滑車

內。

(一) **手动桥式起重机** 手动桥式起重机的主要构件为横梁或桁架 1、端梁 2 和载重行車或起重行車 3 (图 1—60)。行車沿横梁移动。端梁 2 上設有車輪，使起重机能在車間內沿着軌道 4 移动。起重机的軌道一般是敷設在沿着車間的縱牆的专门支柱或柱子的凸出架台上。每一台桥式起重机都有三种以上的运动形式，即起重、行車沿着起重机桁架移动 (橫向移动) 和起重机沿着軌道移动 (沿車間縱向移动)。

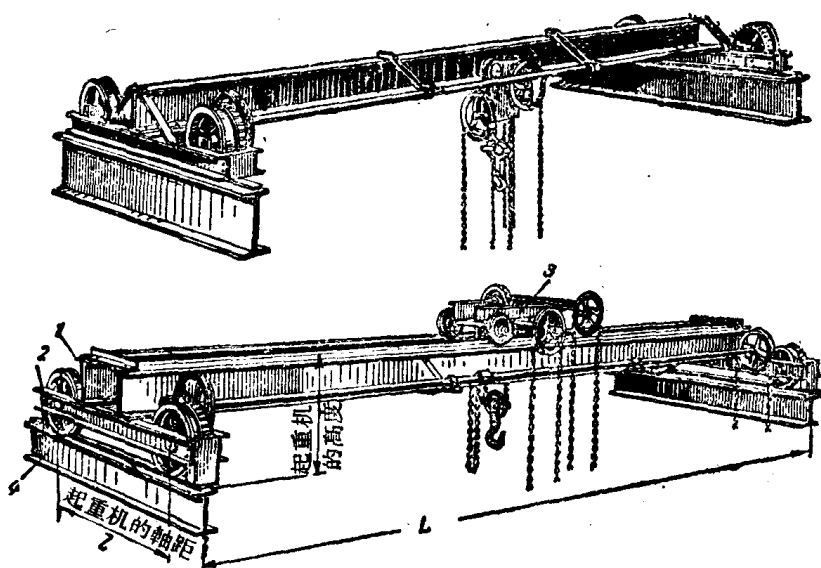


图 1—60 手动桥式起重机

(二) 电动桥式起重机 图 1—61所示为通用的电动桥式起重机。起重机設有三个电动机，分別供起動、移动行車及移动起重機用。

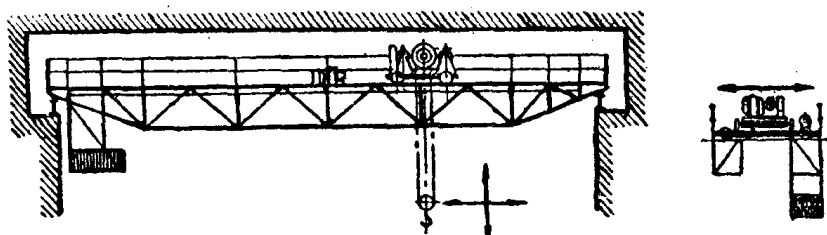


图 1—61 电动桥式双梁起重机

当起重重量不大而跨度在 8 ~ 10 米以內时，桥式起重机的横梁是用压延工字鋼制成；起重重量較大而跨度在 12 米以上，則横梁应采用鋼板或角鋼，有时也可用槽鋼鉚接或焊接制成。

三、电动梁式起重机

在物品周轉量較小的車間內，常用电动梁式起重机，属于桥式起重机的简单型式。其最大起重量常不超过 5 吨，跨度不超过 16 米（图 1—62）。

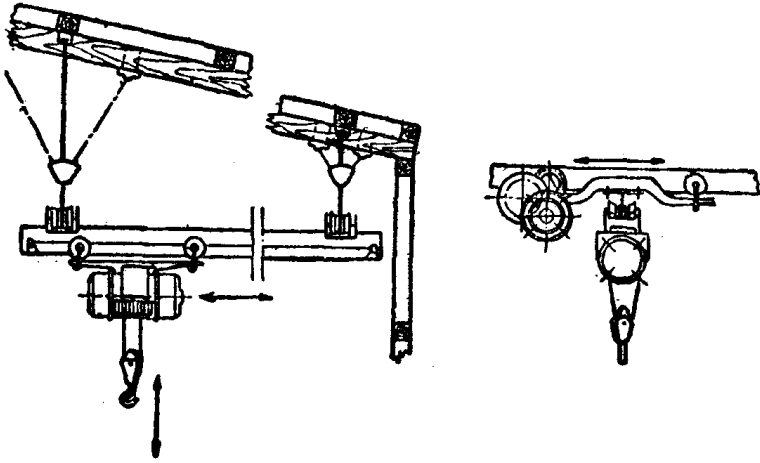


图 1—62 电动梁式起重机

梁式起重机通常有一根工字截面的支持梁（有时設有加强的輔助架）；支持梁的两端可以用支承在固定于建筑物的軌道上，或悬吊于固定的工字梁上。电动滑車則沿着支持梁的下緣移动，并起吊物件。

第二章 切料設備

第一节 刀輥式切料机

一、刀輥式切料机的构造及工作原理

处理非木材纖維原料的切料設備多为刀輥式切料机。刀輥式切料机的特点是結構简单，造价低廉，維修容易，設備的制造不需要使用昂貴材料。

图 2—1 所示为刀輥式切料机之一种，其主要构件是由一組裝在机架上的刀輥和底刀組成，刀輥上裝有两把或三把鋼質刀片。为使刀片与底刀构成一定的切割角度，以利剪切，一般在刀輥上将刀片的刃口与刀輥軸綫安裝成 $4 \sim 7^\circ$ 的角度。刀片刃口与底刀的間隙一般为 $0.3 \sim 0.5$ 毫米；但仍需根据安裝时的具体情况而定，必要时可将間隙略为加大，但必需保証两个刃口全寬之間的間隙均匀。刀輥由原动机直接用三角胶帶驅動，轉速一般为 $200 \sim 300$ 轉/分左右。

切料时，原料順着運輸帶或其他型式的运送裝置送入喂料輥，受喂料輥压紧后，送入底刀和刀片之間进行剪切。切片由刀輥下方排出，再用運輸帶运送到指定地点。

为适应不同性質的原料的处理，刀輥式切料机可以单台作业或多台联合使用。一般草类纖維多采用单台作业；麻类纖維則采用多台直綫串联作业，破布、廢棉等則应采用多台直角布置串联切料。

由于刀輥式切料机操作时尘埃飞揚較為严重，因此应在刀輥的正上方安裝一个倒置吸尘斗子，用离心排风机将車間中的尘埃吸出，排至車間外的除尘室中，使車間空气清洁，加强車間的勞

动保护。

二、刀辊式切料机的主要构件

(一) 飞刀辊 飞刀辊是用鑄鋼制成，也有用高强度鑄鐵制成。在刀辊上具有安装刀片用的平台和紧固刀片用的螺栓孔，刀片的正后方有若干个頂絲，可用以調整刀距（图 2—2）。当刀片調整妥当后，即可将紧固螺栓旋紧。

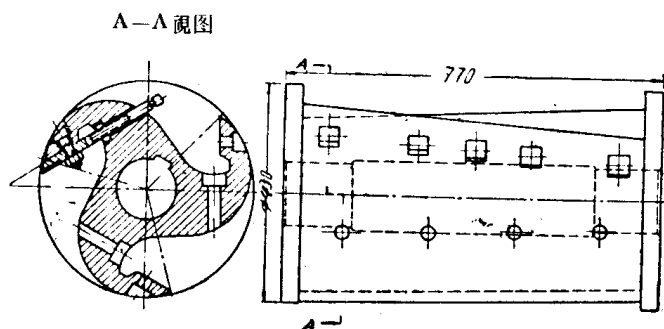


图 2—2 刀辊式切料机的飞刀辊

刀片是用碳素鋼鍛成，也有采用碳素鋼和 G 3 号鋼制成的复合鋼板鍛制。为保证刀刃鋒利和耐久，刃角一般以 $30 \sim 35^\circ$ 为宜。刀片在使用一定時間后，其鋒利程度逐漸退減，因此必須定期銼刃口，或更換新刀片。为此，每台刀辊式切料机均应有 2~3 套备用刀片。

刀辊主軸的两端安放在軸承上，主軸的一端伸延至一个軸承之外，并在其上安設皮帶輪，由电动机通过三角皮帶驅動。

(二) 底刀 底刀是用碳素鋼制成，一般制成平板形，也有制成角鋼形的（图 2—3）。由于原料的性質不同，底刀安装的方式和刃角的大小也不一样。对一般草类及麻类的处理，底刀是水平地安装在机架的平台上，其刃角在 $80 \sim 85^\circ$ 之間。在处理布質原料时，底刀是傾斜地安装在机架底部（图 2—7），底刀刃角为 $50 \sim 60^\circ$ 。底刀的刀根有几个长条形的螺栓孔，装配时先将

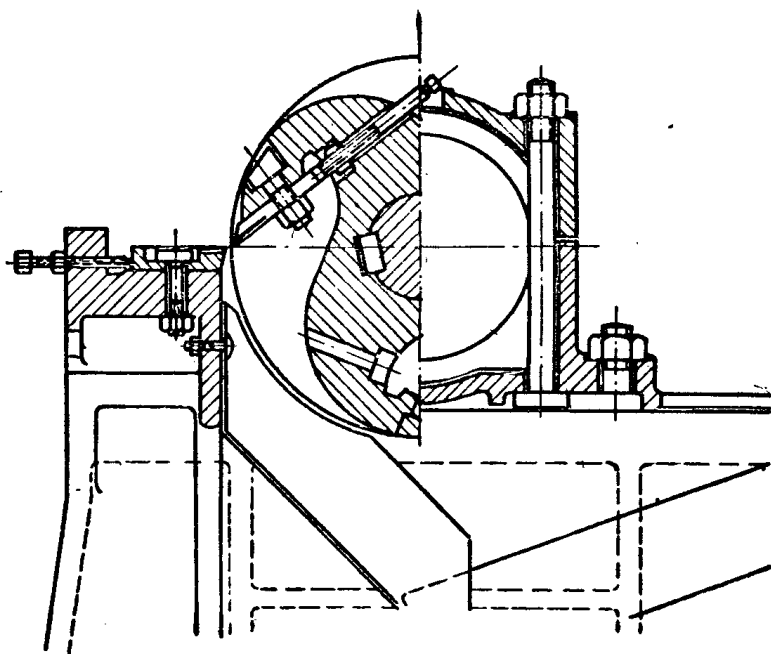


图 2—3 底刀和刀輥

底刀安放在机架的底刀座上，然后将固定底刀的平头螺栓輕輕地把底刀上紧，并进行校对刀輥和底刀的間隙。俟刀刃对齐之后，即将固定螺栓旋紧。当底刀变鈍时，可用銼刀磨銼刃口；但当磨鈍严重时，則必須更換新刀片，而将旧刀重磨。

(三) 喂料装置 刀輥式切料机往往配置有一組至几組喂料装置。如图 2—4 所示，在喂料槽接近底刀处的上方，有两个安装在带弹簧的軸承上的压料輥，前面一个直径較大的上輥称为压料輥，在其下方有一道运送原料的带式运输机，这运输机的驱动鼓輪的頂部与喂料槽底成一平綫或略高一些，以利原料层均匀地喂入底刀与刀輥之間。

喂料輥用鑄鉄制成，其表面具有径向沟道，以梳开原料层，使其厚薄趋于一致。

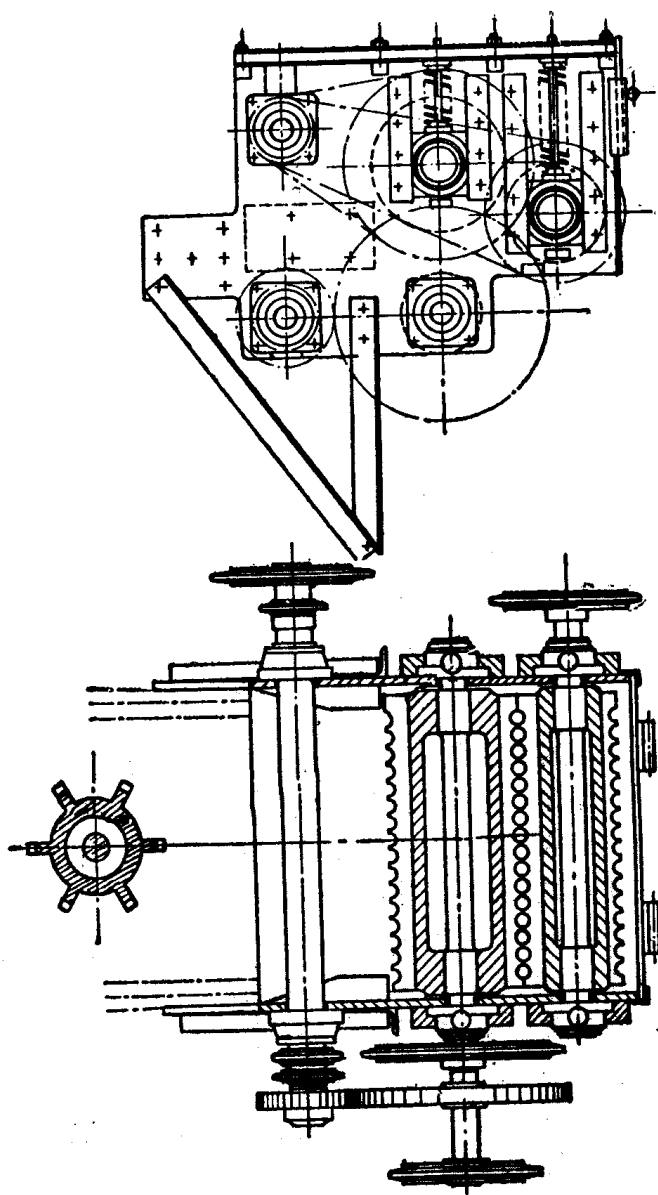


图 2—4 喂料辊

为喂送不同原料，可采用不同型式的压料辊，通常使用的有棒形和六角形两种。棒形压料辊（又称棒形拨料辊）多用以喂送破布或麻类原料；六角形压料辊则多用以运送草类原料。

图 2—5 所示为棒形压料辊，其主要部分为硬木制的轉鼓 1。鑄鐵堵头 2 是用螺釘 3 固定在轉鼓的两端，轉鼓上釘有鍛鐵制的拨料棒 4 共 49 根。在运转时，拨料棒将原料送入底刀和刀辊之間。

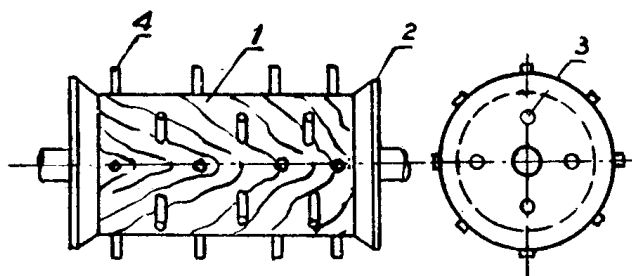


图 2—5 棒式压料辊

六角形压料辊为鑄鐵制成的鼓輪，外面呈六瓣，其外緣有齿状凸起，軸头用压入或紅装的方法固定在辊的两端（图 2—4）。工作时，利用辊上的凸齿将原料送入底刀和刀辊之間。

刀辊式切料机多用以处理麻类纖維、破布（包括鞋底、鞋帮）、稻草、麦草及其他草类纖維。切草机、切麻机和切布机的结构型式大同小异，可由图 2—1 切草机、图 2—6 切麻机和图 2—7 切布机見之。其设备特征則見表 2—1 及表 2—2。

（四）刀辊式切料机的传动机构 如图 2—1 所示，电动机通过三角皮带与皮带輪来驱动切料机刀辊。在刀辊軸上又装配有一个鏈輪，以鏈条与传动軸的鏈輪相連着，以驱动传动軸。在这根传动軸上，另外还装有一个齒輪和一个小鏈輪。传动軸上的齒輪与喂料辊軸上的齒輪啮合着，使喂料辊作反向回轉，而传动軸上的小鏈輪則又与另一根轉軸上的鏈輪以鏈条相連着，再通

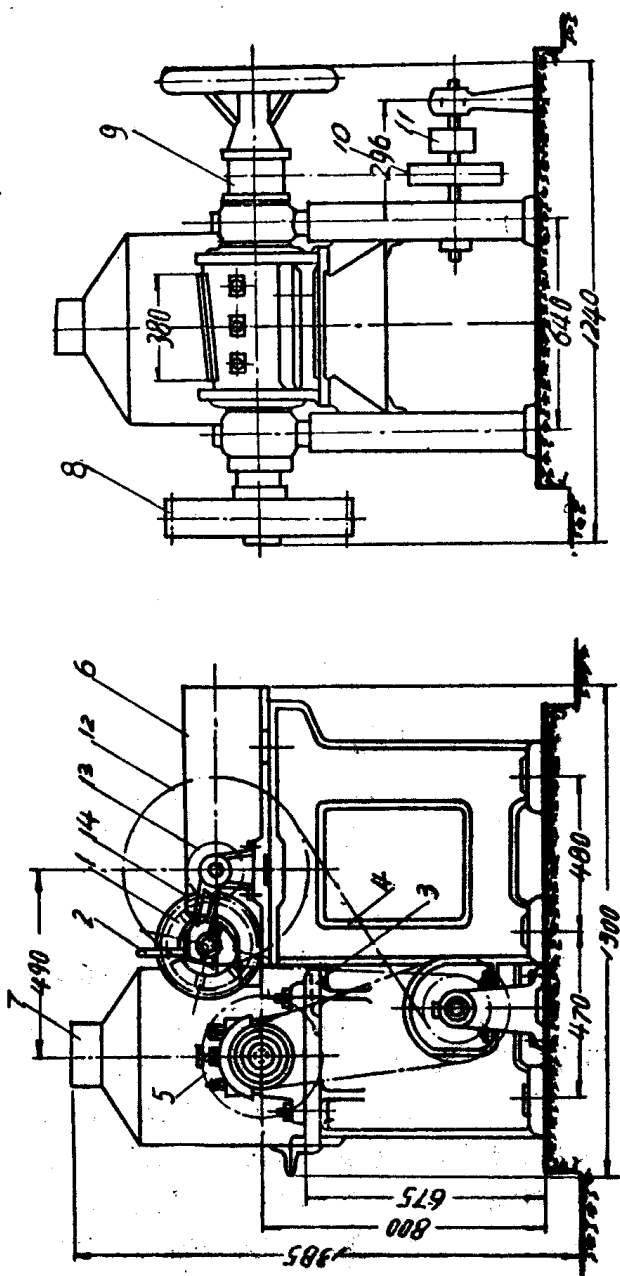


图 2—6 切 麻 机

1—压料辊；2—压料辊支架；3—底刀；4—机架；5—刀框；6—送料槽；7—吸尘斗；
8—三角带轮；9、10、11和12—皮带轮；13、14—齿轮

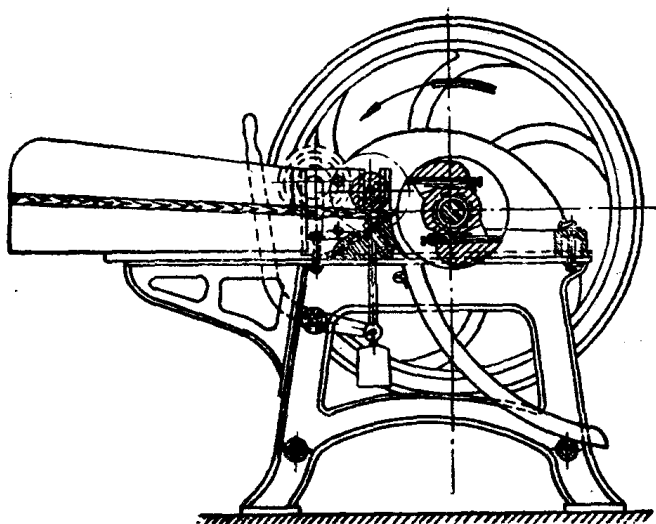


图 2—7 切 布 机

表 2—1

切 草 机 設 备 特 征

项 目		(1)	(2)
生产能力	(公斤/时)	2000~3000	4000~6000
刀辊规格	(毫米)	$\Phi 400 \times 450$	$\Phi 430 \times 770$
刀辊转速	(转/分)	220	250
刀片数量		3	3
刀片规格	(长×厚, 毫米)	390×10	670×16
底刀规格	(长×厚, 毫米)	420×22	710×22
第一道喂料辊规格	(毫米)	$\Phi 250 \times 350$	$\Phi 280 \times 610$
第二道喂料辊规格	(毫米)	$\Phi 200 \times 350$	$\Phi 200 \times 610$
进料速度	(米/分)	16.5	17.5
出料速度	(米/分)	33	34.1
电动机功率	(千瓦)	10	20
外形尺寸	(长×宽×高, 毫米)	$4300 \times 1200 \times 1300$	$4700 \times 1200 \times 1300$
设备总重	(公斤)	1700	2220

表 2—2

切麻机或切布机设备特征

生产能力	(公斤/时)	4500
刀輥規格	(毫米)	$\Phi 3500 \times 3800$
刀輥轉速	(轉/分)	320
刀片数量		3
刀片規格	(长×厚, 毫米)	380×19
底刀規格	(长×厚, 毫米)	410×22
进料速度	(米/分)	14~18
电动机功率	(千瓦)	10
外形尺寸	(长×宽×高, 毫米)	$1300 \times 1240 \times 1400$
设备总重	(公斤)	2360

过两个不同的鏈传动系統, 分別带动前后两个压料輥, 并使其回轉方向与刀輥的回轉方向一致。

三、刀輥式切料机的主要計算

(一) 刀輥轉速和喂料速度的关系 刀輥轉速和喂料速度的关系应根据切片規格要求而决定, 两者之間的关系可由下式見之:

$$v = \frac{nZl}{60} \text{ 米/秒} \quad (2-1)$$

式中 v ——喂料速度, 米/秒;
 n ——刀輥轉速, 轉/分;
 Z ——刀輥上刀片的数量;
 l ——切片长度, 米。

(二) 刀輥式切料机的生产能力 切料机的生产能力可根据下式估算:

$$Q = 3600kbhv \gamma \text{ 公斤/时} \quad (2-2)$$

式中 k ——供料不平衡系数, 一般取0.8;
 b ——喂料輥寬度, 米;
 h ——料层的厚度, 米;

v ——喂料速度，米/秒；

γ ——原料的堆积重度，公斤/米³；一般可采用下列数据：稻草， $\gamma=55\sim65$ 公斤/米³；麦秸， $\gamma=65\sim75$ 公斤/米³；麻織破布， $\gamma=290$ 公斤/米³；棉織破布， $\gamma=270$ 公斤/米³。

(三) 功率計算 以統計法来进行估算，即根据不同規格切料机的单位切料产量的平均耗电量来計算。一般切草机每切一吨草片耗电量的平均定額約为2.0~2.4千瓦小时，但考虑到刀片的鋒利迟鈍的情况，可采用下式求得电动机的功率：

$$N=k(2.5\sim3.0)Q \text{ 千瓦} \quad (2-3)$$

式中 Q ——切草机每小时的产量，吨/时；

k ——工作不平衡系数，一般取1.1~1.2。

四、刀輥式切料机的使用与維修注意事項

(一) 開車前，必需对好刀口，并使刀的全寬具有相同的間隙。对刀后，要旋紧固定螺栓，否則在运轉中易受震动，致使刀片松弛，甚至产生碰刀事故。

(二) 喂料时，原料层要平整均匀，以免在切料时由于力量不均发生崩刀等事故。在发生“夹刀”时，应即停机，将刀輥倒轉，退出原料。經检查并糾正缺陷后，方可繼續喂料。

(三) 要經常銼磨刀刃；刀片磨鈍程度严重时，应更換新刀，旧刀要重磨。

(四) 刀輥軸承受力极大，因此要經常注油和检查。

(五) 如發現切片規格有問題，应立即检查上部压料輥的弹簧是否有毛病，其紧压螺絲是否松弛。

第二节 盘式切料机

盘式切料机是利用安装在一个回轉的大圓盘上的刀片和底刀，把原料切成合乎工艺要求的切片。盘式切料机应用范围很广，

一般可用以处理原木，板皮，竹子，蘆葦，高粱杆，玉米杆和稻草等。根据不同用途，又分別称为原木削片机，板皮削片机，原竹削片机，切葦机等等。

一、削片机的构造及其工作原理

图2—8为原木削片机的示意图。刀盘1和传动皮带輪一起装在主軸上，主軸則支承在三个軸承2上。在刀盘上装有刀片3，刀盘的边缘上装有风叶4。整个刀盘复盖在外壳5中，在刀盘的旁边有一个喂料虎口7，其上装有底刀和旁刀8及大小三角板9。图中6为削片机底座。电动机11通过三角皮带10将刀盘轉

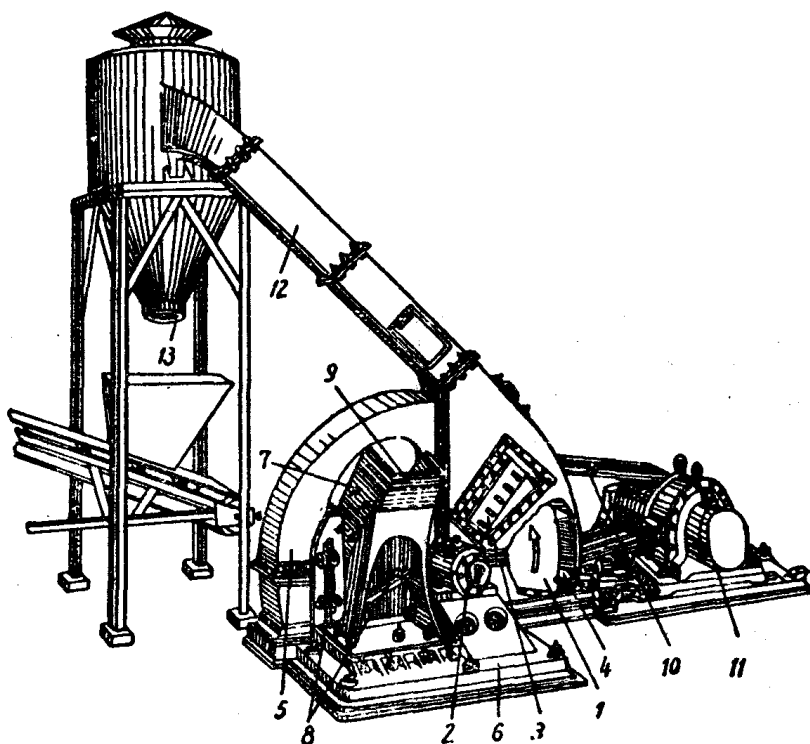


图2—8 削 片 机

动，利用刀片将由喂料虎口供入的原木切成片状。木片受风叶的驱动而沿风管12抛入旋风分离器13中，以排除尘土和碎末，木片由其下部流出，以供下一工序进行筛选。

近代削片机又有采用下卸式的卸料方法。采用此方法时，刀盘的边沿不需要设置风叶。切削后的木片借其本身的重力由刀盘外壳下部的卸料口排出，然后以皮带运输机与斗式提升机的联合装置运送至筛选系统。

二、削片机的主要构件

削片机的主要构件为刀盘和喂料虎口，兹分别叙述如次。

(一) 刀盘部分 图2—9所示为刀盘部分示意图。在刀盘2上装有3~5把刀片1，刀片的安装位置应在距辐射线超前10~15°之处；刀片的外侧与刀盘边缘相距约150~200毫米。为使刀片保持必须的刀高，在刀片的后面有一块带斜面的垫板3，用方形平头的紧固螺栓5，穿过刀片的长孔固定在刀盘上。校正刀片位置后，可用木块4在刀的背部将其垫牢，并将螺栓的螺母与锁紧螺母旋紧。为保护刀盘表面，在刀片对面装设一块带沟槽的定位板6。刀盘转速一般为150~350转/分。

刀盘本身是一个直径1600~3000毫米，厚100~150毫米的铸钢圆盘；根据刀片的数量和安装位置，在刀盘口开有同等数量的刀孔；此外，为便利人工转动刀盘起

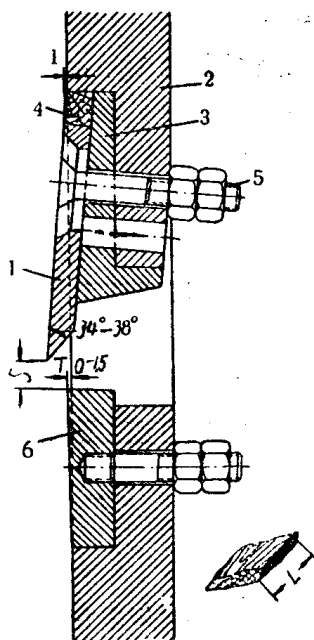


图2—9 刀盘上刀片安装结构图

見，在其刀盤平面的周邊上密排着一圈直徑30毫米，深40毫米的鉗孔。近來又有在傳動皮帶輪的周邊上鑄有一圈齒，利用一個特備的杠杆來轉動刀盤。

刀盤每分鐘回轉150~350次，相當於每分鐘削木600~750次左右。

1. 刀片 是長方形的（圖2—10a），其長度為600~700毫米，寬為200毫米，厚為20~25毫米。在刀片全寬的中央偏後有5~6個長形螺絲孔，以便安裝刀片時能前後調整，並利用螺栓固定在刀盤上。刀片的一邊有鋒利的刃口。刀刃的形狀有兩種：一種是具有一個研磨角的單斜面刀片；另一種是具有兩個研磨角的双斜面刀片。單斜面刀片的研磨角為35~40°，角度較大適合切削質硬或冷凍木材。双斜面刀片的第一研磨角（刀鋒部）為40~42°，第二研磨角（刀根部）為28~32°（圖2—10b）。双斜面刀片較為耐用，且有利於提高切片合格率，適用於處理質硬的木材。

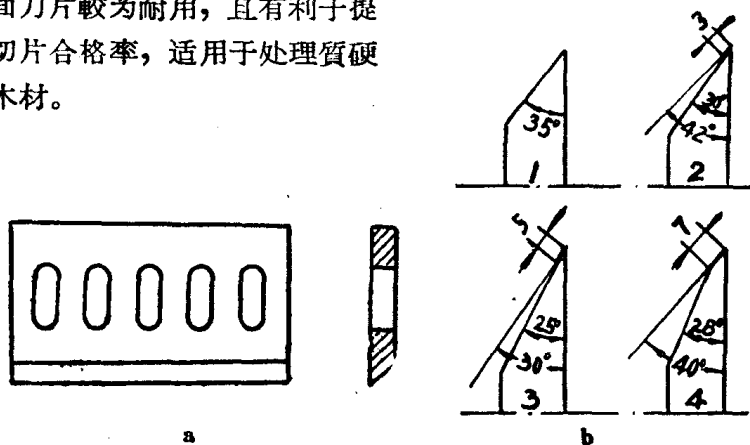


圖2—10 削片機刀片

刀片一般均採用優質碳素工具鋼製成（含碳量在0.65~0.8%左右）。刀片製成後，必須經過熱處理，一般淬火溫度為810~860°C。經過熱處理後的刀片，應具有一定硬度、良好的耐磨性和強韌性；在工作時不會因溫度升高而變軟，刀口不崩不卷等性

能。刀片硬度一般要求在洛氏硬度62~65°之間，此时，如以銼刀銼刀片刃口，必需既能順利銼動，又不致发生尖銳的滑移声音。

为节约鋼材起見，目前刀片的制造多趋向于使用复合鋼板。复合鋼板制造的方法很多，常用的是鍛合法和焊接法。

鍛合法是先将低碳鋼板鍛成刀身，然后将温度升高到950℃左右，再将加热过的優質碳素鋼片复在刀身上，用夹板錘或汽錘等工具将其鍛合在一起。鍛合后，在机床上将各边切齐，并在其上开长形螺孔，刨出刀刃，进行热处理，最后研磨刀口（图2—11a）。焊接法是采用电焊将碳素工具鋼板1和低碳鋼板2焊接在一起的（图2—11b）。

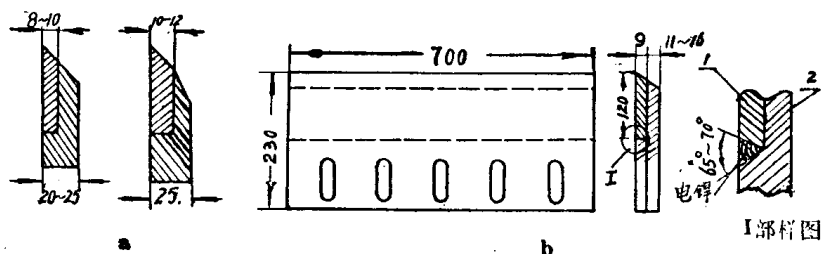


图2—11 复合鋼板刀片

研磨刀片是在專門的磨刀机床上进行的，图2—12所示即为磨刀机床的結構簡图。图中所示工件架2可以同时固定几把刀片1。由齿条13和齿輪12組成的传动系統，驱动工件架机床床面16左右移动进行磨刀。操作时应轉动蜗杆3的手輪4以調整刀片的研磨角；工件架的蜗輪上配置刻度盘以示出研磨角。

2. 定位板 用18~20毫米厚的低碳鋼板制成（图2—13），其表面刨有3~4毫米深的沟槽，沟槽谷寬10毫米，峰寬10~12毫米。定位板的主要作用在于順利地誘导原木进入削片刀的刃部。此外，又可使切削过程中的原木紧压在其上，而不致直接压在刀盘的表面，避免造成刀盘表面的磨損。換言之，定位板又起着装甲的作用，当其被严重磨損时，仅需将定位板更換即可，不致影响刀盘本身，从而延长刀盘的寿命。

潤滑肥皂水

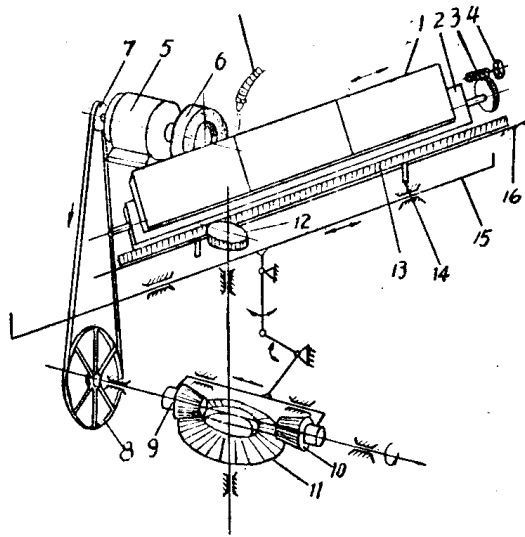


图 2—12 磨刀机结构简图

1—刀片；2—工件架；3—蜗輪調整器；4—手輪；5—电动机；6—砂輪；7、8—皮帶輪；9、10、11—傘形齒輪；12—齒輪；13—齒條；14—裝在工件架走台上的推杆；15—連動杆；16—機座

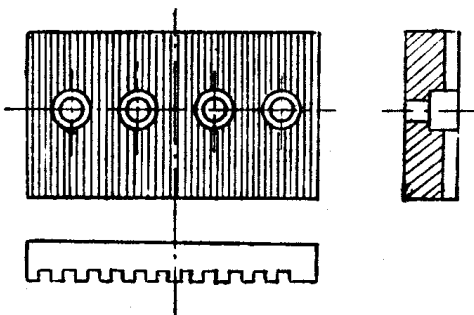


图 2—13 定位板

3. 风叶 用鋼板制成。安裝時，葉片和刀盤徑向放射綫成 $3^{\circ}30'$ 的角度。隨着刀盤的轉動，葉片直接推動木片，使其產生圓周運動。與此同時，葉片又驅動空氣，產生一股較大的風量和風壓的氣流；此股氣流也推動木片的運

動。由此可見，葉片既直接推動木片，同時也通過其形成的氣流

間接推动木片，使其沿外壳和联接风管进入下一工序。在一般情况下，风叶的圆周速度为27~28米/秒时，木片抛出的高度（从削片机的中心綫算起）为4~5米。

4. 外壳 用鉄板和型鋼制成。外壳罩住刀盘，并附有一条輸送木片的风管，以誘导木片，使其抛入旋风分离器或其他場所。

5. 刀盘的传动机构 包括主軸和皮带輪。主軸用45号鋼制成，刀盘和皮带輪都安装在軸上（图2—14）。皮带輪通常是用鑄鉄制成，其輪緣要比一般皮带輪厚得多，也有采用鋼板焊接制成一个密閉的空心圓柱体，在其內貫滿砂粒，以增加其重量。此一皮带輪除作为传动輪使用外，并在运行时起着轉动机构的飞輪作用，借以增加切削时的慣性力。

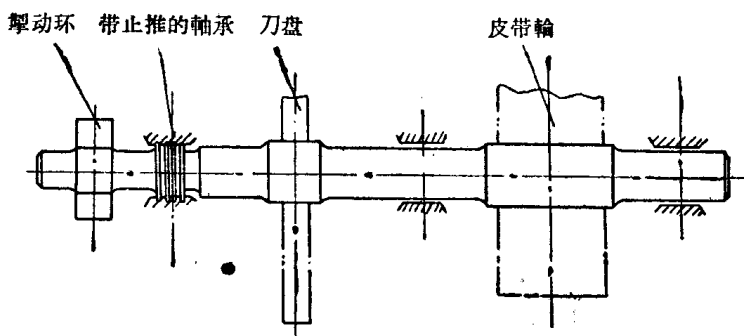


图2—14 主軸安裝結構示意图

主軸支承在三个滾动或油环滑动軸承上，而其中一个必須是止推軸承，以保持刀片和底刀之間的距离。

由于主軸具有很大的轉动慣量，在停机时不能很快地停止回轉，故必須在軸的一端安装一个掣动器（图2—15），以备在停車检查、磨刀、換刀或急刹車时用。

（二）喂料虎口部分 如前所述，虎口部分是由虎口，旁刀，底刀，大小三角板等組成（图2—16）。底刀3位于喂料虎口流槽的下方；可利用螺栓7的螺帽6調整并固定其位置，使底

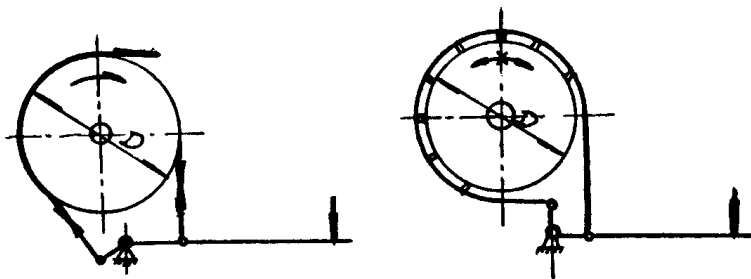


图 2—15 带式掣动器和综合带式掣动器的简图

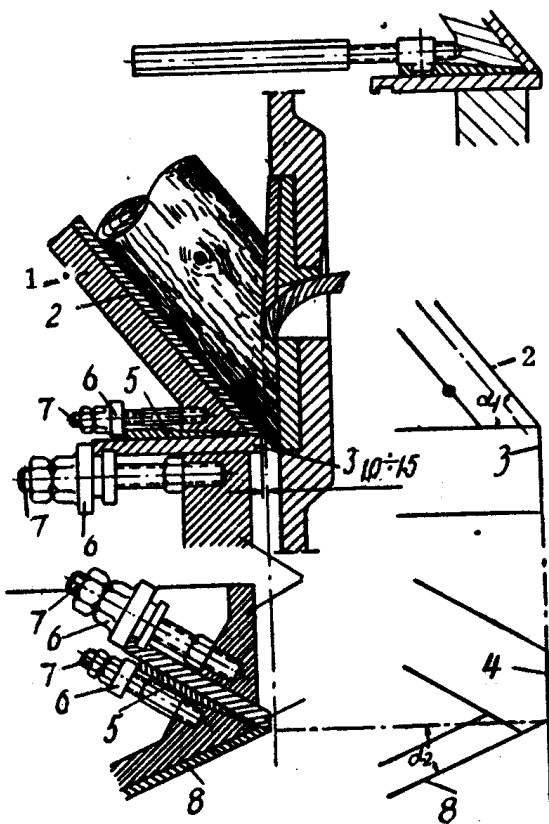


图 2—16 底刀和旁刀在喂料虎口的安装图

刀和刀片的間隙維持在1.0~1.5毫米左右，同時用斜墊板5將它楔牢。為保護底刀刃口和流槽內壁，在流槽里面裝設大三角板2。在流槽的側面裝有旁刀，旁刀的安裝方法和底刀安裝方法相同，為保護流槽內側壁和旁刀，在側壁里面裝有小三角板8。

1. 虎口 用鑄鋼制成，虎口實質上是一個（400~600）×（300~450）毫米的方形流槽，其底部制成一個傾斜面。喂料虎口的流槽和刀盤的平面要保持一定的斜度；此斜面的側面投影與水平軸綫所交成的角度 α_1 為45°~52°，其水平投影與主軸的中心綫所交成的角度 α_2 為15°~38°，據目前各方面試驗和應用的結果，初步認為 $\alpha_1=52^\circ$ 和 $\alpha_2=20^\circ 31'$ 為最適宜。

2. 底刀和旁刀 都是用厚10~12毫米的碳素鋼板制成。底刀的刃角為80°~85°，根據旁刀刀刃安裝的位置又可分單刃和雙刃兩種（圖2—17）。單刃的刃角為60°，雙刃的刃口一邊為60°，另一邊則為 α_2+30° 。

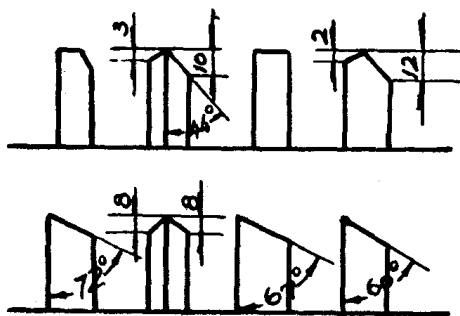


圖2—17 旁刀的刃角

3. 大小三角板 是用6~8毫米厚的低碳鋼板制成。三角板的形狀實際是四邊形（圖2—18），其上部兩個角是直角，而下邊則有一個斜面刃口，其刃角約為30°~60°。在三角板表面上有3~5個長方形的螺絲孔，以便利用螺絲將其固定在虎口內壁上。

喂料虎口與刀盤平面的安裝距離一般可根據下式計算：

$$S = W + C + P \quad \text{毫米} \quad (2-4)$$

式中 S ——虎口與刀盤平面間的安裝距離，毫米；

W ——刀距，即刀片突出的高度，毫米；

C ——刀片和底刀或旁刀刃口間的間隙，一般 $C=1.0$

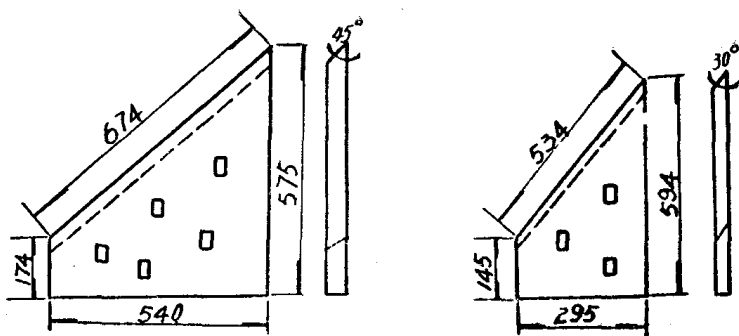


图 2—18 三角板

~1.5毫米;

P——底刀或旁刀突出高度，一般P=10毫米。

而刀距W则又根据木片长度而定:

$$W = L \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \quad (2-5)$$

式中 L——木片长度，毫米。

目前木片长度多要求在18~25毫米左右，如采用25毫米，则:

$$\begin{aligned} W &= 25 \times \cos 52^\circ \times \cos 20^\circ 31' \\ &= 25 \times 0.615 \times 0.935 \\ &\approx 14 \text{毫米} \end{aligned}$$

然而，考虑到在切削时，原木受刀片和底刀之间的剪力作用，有往上蹿起的趋势，以致略为改变 α_1 及 α_2 角度，故一般突出的刀距均较计算所得少2毫米左右，亦即实际刀距只有12毫米左右。

三、削片机的主要计算

(一) 削片机的生产能力 削片机生产能力可由下式估算:

$$Q = 60 n g K Z \beta \frac{\pi}{4} d^2 L \text{ (实积) 米}^3/\text{时} \quad (2-6)$$

式中 Q——削片机的生产能力，(实积)米³/时;

n——刀盘每分钟转速，转/分;

η ——供料連續系数，普通削片机平均为0.7~0.9，
多刀削片机平均为0.5~0.6；

K ——同时切削的原木根数。直径在 20 厘米以上的原木， K 取 1；直径細小的原木， K 取 2~3；

Z ——刀盘上的刀片数目；

β ——原木在喂料虎口中跳动，而影响喂料效率的調整系数。处理細而短的原木，单根間歇投入时 β 为 0.5 以下；对連續投入直径在 160 毫米以上的原木时 β 为 0.8~0.9；采用多刀削片机时 β 为 1；

d ——原木直径，米；

L ——原木长度，米。

(二) 削片机的功率 削片机所需电动机的功率可由下式計算获得：

$$N = \frac{p l 2 \pi R_{\text{均}} n}{102 \times 60 \eta} = \frac{p l R_{\text{均}} n}{10^3 \eta} \quad \text{千瓦} \quad (2-7)$$

式中 N ——削片机所需电动机的功率，千瓦；

p ——单位剪切力，通常 $p=8.4\sim9.6$ 公斤/厘米；

l ——刀片寬度，厘米；

$R_{\text{均}}$ ——剪切平均半径通常采用刀盘中心与虎口的中心距离，米；

η ——削片机传动效率，一般为0.85~0.9。

采用上述公式計算削片机功率时，只考虑到切削的剪切力，刀盘与虎口的中心距离和传动效率等因素，而在实际情况下，风叶的鼓风，刀距，刀片的鈍銳，原木直径，原木和刀盘表面間的摩擦力等，均对功率消耗有很大影响。根据切削云杉的試驗，無論是采用普通削片机或是多刀削片机，其单位耗电量平均約为 2.3~2.5 千瓦·小时/米³ (图 2-19)，在处理 100~150 (实积) 立方米原木之后，刀片变成迟鈍，則其单位耗电量增至 2.5~3.0 千瓦·小时/米³。据此，削片机的功率又可采用下列試驗式进行估算：

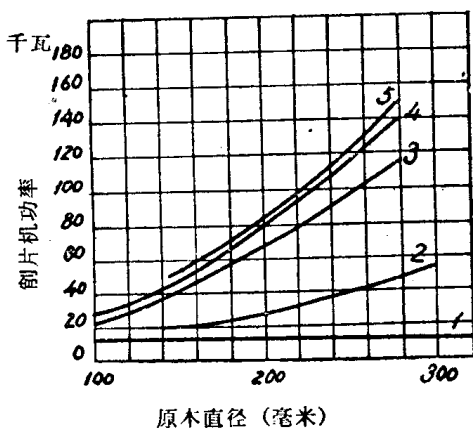


图 2—19 削片机削片耗电与原木厚度的关系

1—空运转；2—刀片凸出11毫米，锐利的刀片；3—刀片凸出10毫米，迟钝的刀片；4—刀片凸出11毫米，迟钝的刀片；5—刀片凸出18毫米，锐利的刀片

$$N = K (2.5 \sim$$

$$3.0) Q \text{ 千瓦}$$

$$(2-8)$$

式中 N ——削片机所需电动机功率，千瓦；

Q ——削片机生产能力，米³/时；

K ——不平衡系数，一般可取1.1~1.2。

上式已考虑到刀刃迟钝时的操作情况。

四、削片机的操作和维修注意事项

在削片机开车前，应做好下列各项准备工作：

(一) 仔细检查削片机和它的全部零件（包括喂料虎口、刀盘、刀片、外壳、轴承、传动装置等）有无毛病，是否准备妥当。

(二) 用规板检查并校正刀片凸出的高度，研磨角度和紧固情况，使其符合工艺技术规程的规定。

(三) 检查底刀的紧固情况，检查与校正刀片和底刀的间隙大小，使其符合工艺技术规程的规定。

(四) 检查皮带的松紧程度。

(五) 用手转动刀盘，检查刀片的位置是否正确。

在进行削片操作时必须注意：

(一) 在开始削片操作前，应先检查削片机的附属设备，包

括运输机，筛选机等是否已开动。

(二) 削片时，应当均匀不断地把原木送入削片机的喂料虎口中，使前后原木头尾互相衔接。

(三) 应当用锋利的刀片切削原木。

(四) 不允许放入过粗的原木，并应防止原木在喂料虎口发生堵塞。

(五) 突然停机时，应即停止喂送原木。

在削片机的停车时，应注意：

(一) 首先停止喂料，并待全部削完后才停车。

(二) 削片机每30天应进行小修一次，每次约8小时。

(三) 削片机每6年大修一次，每次约120小时。

五、多刀削片机

多刀削片机的结构和普通削片机基本相同，但在其刀盘上装有8~12把刀片。多刀削片机的刀片是装在圆盘孔隙里面。图2—20a所示的刀片安装方法，是采用螺丝将刀片固定在圆盘上，其尾部则用螺丝顶住。图2—20b所示为近代多刀削片机刀片的另一种安装方法。具有凸起横梁的垫板安装在刀盘孔隙后部，其横梁则用螺栓固定在孔隙的横沟中。安装刀片时，刀片和垫板之间用钢片垫平，然后用螺丝紧固。这种安装方法要比前述用螺丝顶住的方法稳固得多。

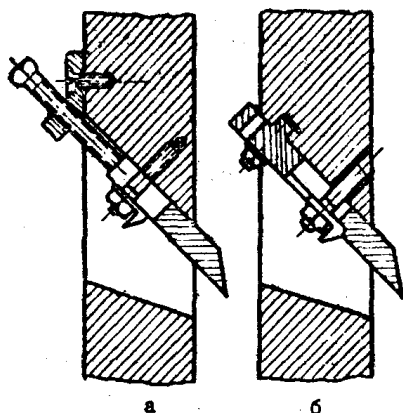


图2—20 多刀削片机刀片的紧固装置

在多刀削片机的切削操作中，当第一把刀尚未离开原木时，

第二把刀已切下去（图 2—21），故在切削过程中不会发生跳动现象。这样切削出来的削片合格率较高。此外，多刀削片机的回轉速度一般为 300 ~ 400 轉/分，因此其切削能力也较高。但多

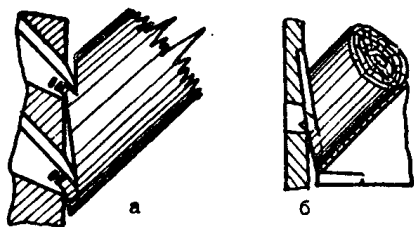


图 2—21 削片过程示意图

- a—在多刀削片机上的連續工作；
b—在普通削片机上的繼續工作

刀削片机的操作不能利用刀盘的慣性对原木进行掀切；因此，整个切削过程所需的力量全部由传动机构直接承担，其电动机的功率也就要較普通削片机略为高些。

多刀削片机的出料，多依靠削片本身重力作用，由刀盘下部的开口处自然落下。因此，削片机外壳下部多具有圓桶形开口，刀盘上也沒有风叶。卸下的削片由带式运输机送到下一个工序。多刀削片机的刀盘上設有打碎棒，用以分离切削而成的木片。

多刀削片机的喂料虎口有采用方形的，也有采用 300~350 毫米直径圓筒形的。其流槽軸綫的水平投影与刀盘軸中心綫平行，即 $\alpha_2 = 0^\circ$ ，而其側面投影与水平軸綫則成 45° 左右的角度。

六、板皮削片机

板皮削片机（图 2—22）在結構上大致与普通削片机相同。其主要特点是：在喂料虎口的流槽內安設 2 ~ 5 根喂料輥，輥面加工成具有凸出的喂料齿，以供喂送板皮，并克服切削时发生的急剧跳动。此外，喂料虎口的流槽斜面的水平投影与刀盘軸中心綫平行，即 $\alpha_2 = 0^\circ$ ，而其側面投影与水平軸綫則成 $40 \sim 52^\circ$ 的交角。

喂料輥是由削片机主軸通过减速机带动，但也有由单独电动机通过减速装置带动的。其綫速一般保持在 30~35 米/分左右。

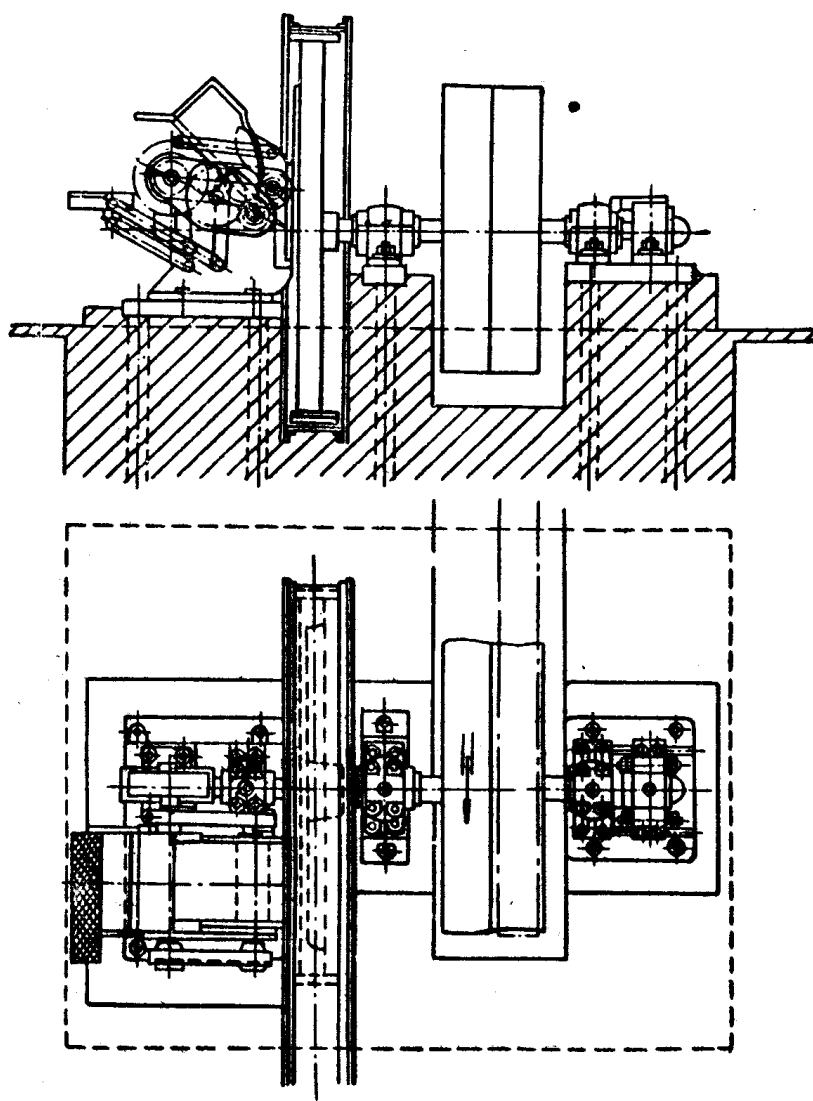


图 2—22 板皮削片机

板皮削片机又可用以切削竹材。

七、切 草 机

切草机是由送料运输带、喂料器、刀盘组成(图2—23)。送草速度一般为20~25米/分, 运输带多为胶带或革带。

喂料器是由上下两个具有齿状凸起的铸铁辊组成。下辊为主动辊, 安装在固定的轴承上。上辊为从动辊, 可以上下移动, 并依靠弹簧对轴承的压力将草子压紧, 使其在切料过程中不致产生很大的跳动。

刀盘是一个以铸钢或高强度铸铁制成的大圆盘, 在盘上装有3~5把锋利的刀片。草片出料后由送草风车直接抽送到指定地点。刀盘的回转速度一般为240~280转/分。底刀则安装在机架上。刀盘刀片与底刀的间隙一般为0.5~1.0毫米, 对刀时必须在整个刀刃长度上保持均匀的间隙。在刀盘回转时, 刀片刃口所形成作用力的水平分力有拉动刀盘向前移动的趋势; 同时在切料过程中也可能由于草子夹在刀片与底刀间而形成一定的推力, 使刀盘向后移动。为此, 必须采取措施以维持刀片与底刀间的间隙, 防止产生碰刀事故。通常, 在采用滑动轴承时, 可采用轴挡; 如采用滚动轴承, 则应选择具有推力的轴承, 以保证刀盘不致因轴向的作用力而发生任何窜动。

切草机的刀片是用厚8~10毫米的碳素钢板制成, 刀刃并作成圆弧形, 刀的宽度约为170毫米, 背长约600毫米, 刀刃长约为800毫米。由于刀刃是弧形的, 故必须在一种专门的磨刀机上研磨。图2—24所示为切草机刀片的磨刀机示意图。磨刀时将刀片装在刀架上, 使其左右摇摆着在转动的砂轮表面上研磨。

计算切草机的生产能力时, 可采用滚刀式切料机生产能力的计算方法, 其物料堆积重度可考虑采用下列数值: 蘆草为70~75公斤/米³, 高粱秆为60~65公斤/米³, 玉米秆为60~65公斤/米³, 成捆的楠竹为200公斤/米³, 成捆的脱青竹则为100公斤/米³。切草

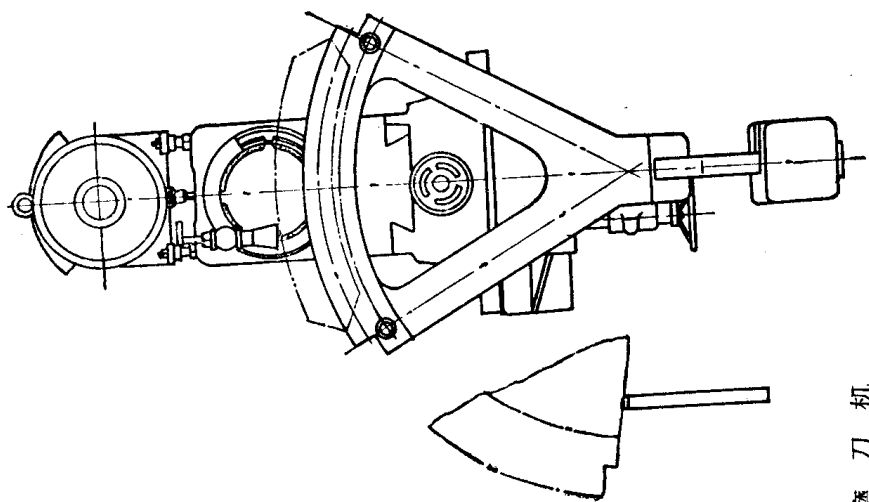
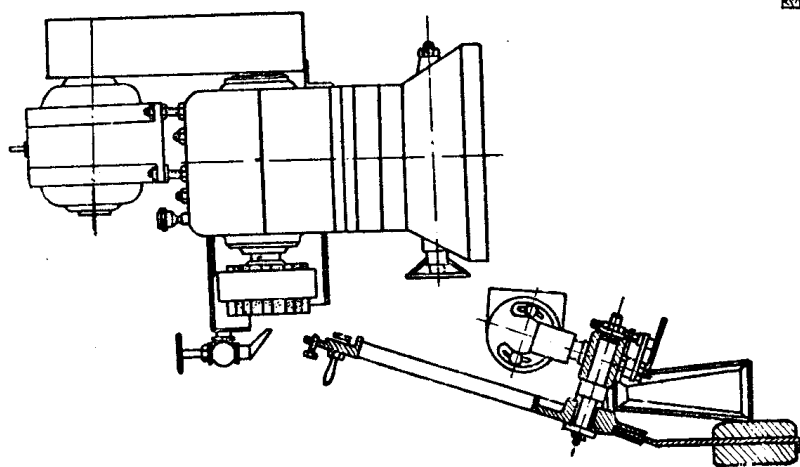


图 2--24 磨 刀 机



机的刀盘和送料运输带的速度关系也可参照滚刀式切料机的计算方法求得。

切草机本体是由一台电动机通过三角皮带与皮带轮带动刀盘，进行切草；而送料运输机则由另一台具有齿轮减速的电动机带动。切草机本体所需电动机功率的计算可参照削片机的电动机功率计算进行，也可采用统计法进行估算。根据生产实践的统计，切一吨草片的耗电量约为3.0~3.5千瓦小时；而刀片在工作一定时间之后，刀口迟钝，动力消耗增加，因此，切草机所需功率为：

$$N = K(3.5 \sim 4.0)Q \quad \text{千瓦} \quad (2-9)$$

式中 K ——不平衡系数，一般取1.1~1.2；

Q ——切草机生产能力，吨/时。

第三章 蒸煮設備与噴放鍋

以不同制浆方法处理纖維原料，需要采用不同类型的設備。制造磨木浆，需要各种型式的磨木机；制造化学浆則需要蒸煮設備。各种化学浆的蒸煮过程既有采用連續生产，也有采用間歇作业，因此所采用的蒸煮設備也不一样。通常采用的蒸煮設備有蒸球、蒸煮鍋、管式連續蒸煮器和立式連續蒸煮鍋等。此外，除蒸煮設備本身外，有时还要同时安設間接通汽用的加热器、循环泵等附属設備，以及噴放鍋、噴浆槽等。

本章拟着重叙述常用的蒸球、蒸煮鍋（碱法蒸煮和酸法蒸煮用）和噴放鍋的結構与維修。有关管式連續蒸煮器和立式連續蒸煮鍋的資料，可參閱“制浆工艺学”在这些方面的叙述。鉴于加热器、循环泵等附属設備的工作原理均已在“化工生产过程与設備”課程中解决，本章不拟重复。

第一节 蒸 球

一、蒸球的結構

蒸球是用G 3 号或20K号鋼板鉚合或焊接制成，是一个圓球形薄壳結構的压力容器（图 3—1）。为便利安装軸头时的找正工作，通常将球体兩側跟軸头法兰盘的接合处制成平板形。一般認為，焊接方法的强度效率較高，且省鋼材；故目前在蒸球制造工艺上多趋向于采用焊接方法施工。

在球体上，設有人孔，以供装料、送液、检查、清扫用，因此也常常称之为“装料口”。人孔附有人孔盖板（俗称“球盖”）。装料、送液后，即可利用紧固螺栓将其固定在人孔上。通常在盖板和球体之間垫衬石棉垫或其他耐高温材料（有时也用浆板），

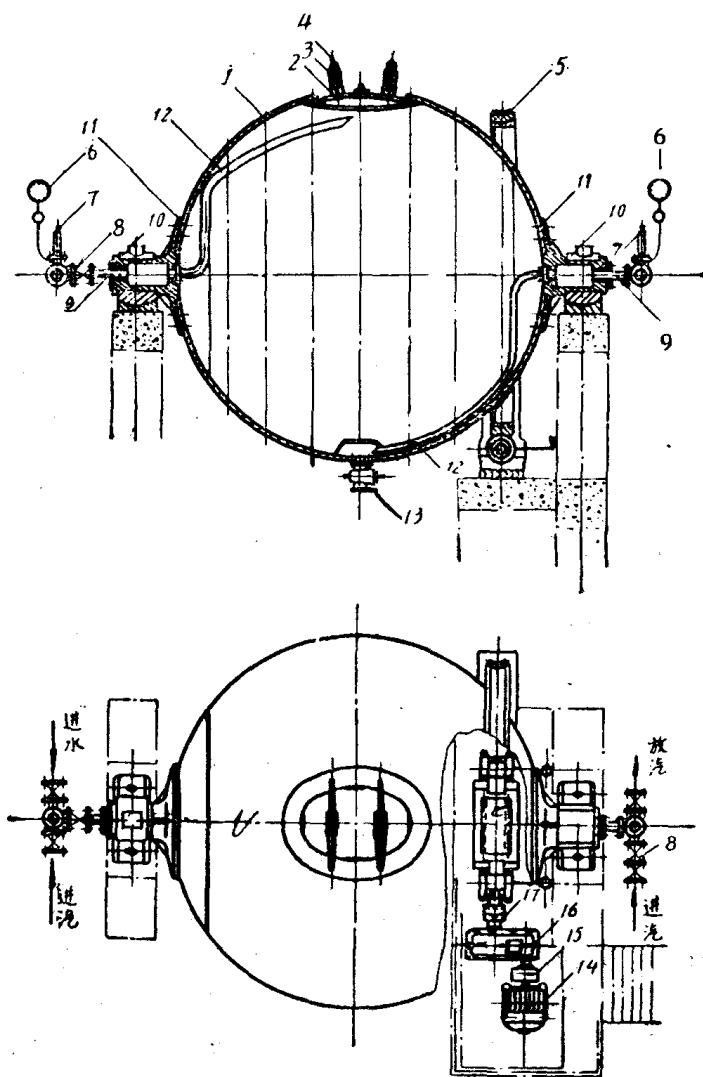


图 3—1 蒸 球

1—球体；2—人孔盖板；3—人孔盖横担；4—人孔盖紧固螺栓；
5—蜗轮传动；6—压力表；7—安全阀；8—止逆阀；9—补偿管
接头；10—轴承；11—轴头；12—球内汽管；13—放液考克；14—电
动机；15—摩擦联轴节；16—减速箱；17—联轴节

使蒸球严密封閉起来，以利蒸煮操作的进行。在球体的另一方，正对着人孔，設有放液考克或放汽閥門。

球体的兩側成平板形处，与法兰盘接合；軸头則通过法兰盘与球体連接。軸头用鑄鋼或球墨鑄鐵制成，其軸頸支承在两个半开式的油环滑动軸承上。軸承只有下边軸承衬，軸承和軸承座之間形成球形結合，以便弥补装配时可能产生的誤差。有些蒸球兩側的軸头都是中空的，以便与蒸汽管連接，从兩側往球內送汽，力求通汽均匀，保証蒸煮質量。也有一个軸头在安装之后将通孔用盲板封閉，另一个仍是中空的；蒸汽管与中空軸头連接，从一側送入蒸汽。有些蒸球同时安装有与中空軸头連接的管道，从一側或兩側往球內注入药液。有些蒸球又通过中空的軸头进行排汽。与蒸汽管或送液管連接的軸头通常均在軸头端部配有可以滑移的补偿管接头，而在蒸汽管路上則除設有安全閥和压力表外，并安装一个止逆閥和球形閥。止逆閥是安装在靠近球体的一側，即在球形閥的前面，以防止球內药液压出。

在球內通汽、排汽和放液口各处均設有篦子，以防止浆料进入管道，造成堵塞致影响安全生产。为使纖維原料在球內能更好地混和，以加强蒸煮效果，有些工厂在球体內部焊上若干三角鉄或直立的金属棒（直径16~20毫米，长100毫米）。

蒸球球体外部有时敷上50~60毫米厚的保温层，以减少蒸球的輻射热与热传导的损失。也有在保温层的外面，再包上一层薄鉄皮，防止保温层剝落，以致沾污設在蒸球下的洗浆池。

在运转时，要求蒸球不断地回轉，使球內纖維原料与蒸煮药液更有效地混和。因此，在蒸球的一側配置有传动装置。通常是在軸头上安装蜗輪或大齿輪，然后利用电动机通过减速箱与蜗杆系統带动蜗輪或大齿輪，从而使蒸球轉动。也有在球体上安装蜗輪或大齿輪的；此种安装方法要求較高的技术，否則易产生偏心等缺陷，因此目前多不予采用。传动方式又有利用电动机通过齿輪变速系統，直接带动大齿輪的。大齿輪或蜗輪为鑄鐵制成，通

常是輪齒與輪輻一起鑄出。大齒輪或蝸輪整個鑄出后，經過加工分為兩半，並保存原接合處的“砂口”，以便在安裝時再將其合而為一。

蒸球的回轉速度一般可根據球體的最大圓周速度來決定，如下式所示：

$$n = \frac{v_{\max}}{\pi D} \quad \text{轉/分} \quad (3-1)$$

式中 n ——蒸球回轉速度，轉/分；

v_{\max} ——蒸球最大圓周速度，一般採用5.0~5.6米/分；

D ——蒸球內徑，米。

表3—1所示為蒸球的設備特征，可供參考。

表3—1 蒸球的設備特征

蒸球內徑	(毫米)	2,500	3,000	3,650	4,300
蒸球容積	(立方米)	8.2	14	25	40
每分鐘回轉數		0.65	0.565	0.485	0.42
球殼厚度	(毫米) 中央	10	12	14	16
	兩側	12	14	16	18
工作壓力	(公斤/厘米 ²)	5~7	5~7	5~7	5~7
主軸承直徑	(毫米)	200	250	250	320
電動機功率	(千瓦)	1.7	2.8	4.5	7
電動機轉數	(轉/分)	940	960	960	960
設備重量	(公斤)	4,200	7,824	10,038	15,500
設備外形規格	(毫米)				
	長	4,400	4,770	5,580	5,380
	寬	3,000	3,480	4,340	4,960
	高	3,000	3,480	4,340	4,960

二、蒸球的一般計算

(一) 蒸球容積 蒸球容積可按球形容器計算，即：

$$V = \frac{1}{6} \pi D^3 \text{ 米}^3 \quad (3-2)$$

式中 V ——蒸球容积，米³；

D ——蒸球内径，米。

設計时，一般是先确定容积，再决定采用球体内径。因此，蒸球的内径为：

$$D = \sqrt[3]{\frac{6V}{\pi}} \approx 1.25 \sqrt[3]{V} \text{ 米} \quad (3-3)$$

(二) 球体壁厚 蒸球属于薄壁容器*，因此可以采用第一强度理論的拉普拉斯公式**求其壁厚，即：

$$\delta = \frac{pD}{400[\sigma]_p \phi} + C \text{ 毫米} \quad (3-4)$$

式中 δ ——鋼板厚度，毫米；

p ——工作压力，公斤/厘米²；

D ——蒸球直径，毫米；

ϕ ——接縫系数。鉚接取0.7，焊接取0.8；

$[\sigma]_p$ ——鋼板容許拉应力，公斤/毫米²，采用G3号鋼时， $[\sigma]_p$ 为8.0公斤/毫米²；

C ——补偿鋼板腐蝕的附加厚度，一般采用4~6毫米。

三、蒸球所需电动机的功率

起动蒸球，使其回轉，必須設法克服蒸球的靜止慣性；而当蒸球在运轉时，則又必須克服軸承的摩擦力。因此，蒸球所配置电动机的功率必須滿足这个要求。

为計算方便起見，可将蒸球視為一个均質的球体，其轉动慣

* 承受内部压力的容器通常区分为薄壁与厚壁两种类型。当其外径与内径的比值等于或小于1.1时，称为薄壁容器；当此比值大于1.1时，称为厚壁容器。

** 拉普拉斯公式的推算詳見本章第二节“蒸餾鍋”有关鍋壁計算部分。

性应为:

$$I = \frac{2}{5} mR^2$$

式中 I ——蒸球的轉动慣量, 公斤·米·秒²;
 m ——蒸球 (包括球体、軸头和大蝸輪或大齒輪等)
及其全部裝載物的質量, 公斤·秒²/米;
 R ——蒸球內徑, 米。

因此, 克服此轉动慣量的功应为:

$$A = \frac{I\omega^2}{2} = \frac{1}{5} \cdot \frac{G}{g} R^2 \omega^2 \quad \text{公斤·米}$$

式中 A ——功, 公斤·米;
 G ——蒸球及其全部裝載物的重量, 公斤;
 g ——重力加速度, 米/秒²;
 ω ——蒸球的角速度, 秒⁻¹。

而 $G = q_1 + q_2 + q_3$ 公斤

式中 q_1 ——蒸球裝料量, 公斤;
 q_2 ——蒸球裝液量, 公斤;
 q_3 ——蒸球球体 (包括軸头和附在球体上的蝸輪或大齒輪) 的重量, 公斤。

由上述情况, 可見起動蒸球时所需功率应为:

$$N_1 = \frac{A}{102t} = \frac{GR^2\omega^2}{5 \times 102gt} \approx \frac{GR^2\omega^2}{5000t} \quad \text{千瓦} \quad (3-5)$$

式中 N_1 ——蒸球起動时所需功率, 千瓦;
 t ——起動時間, 即由靜止状态至正常運轉速度所需時間, 秒。起動時間与蒸球及其裝載物的質量、蒸球直徑、正常運轉速度和电动机类型等有关, 一般为 2~4 秒。

蒸球一旦轉入正常運轉, 則其所需功率为:

$$N_2 = \frac{G\mu v_q}{102} \text{ 千瓦} \quad (3-6)$$

式中 N_2 ——蒸球正常运转时所需功率，千瓦；

μ ——轴颈和轴承之间的摩擦系数，一般取0.18~0.25；

v_q ——轴颈的线速度，米/秒。

而，
$$v_q = \frac{\pi n d}{60} \text{ 米/秒}$$

式中 n ——蒸球正常运转时的转速，转/分；

d ——轴颈直径，米。

为此，蒸球所需电动机的功率应为：

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta} \text{ 千瓦} \quad (3-7)$$

式中 η ——传动效率。如采用蜗轮传动系统，则 $\eta=0.2\sim0.3$ 。

在实际生产中，往往由于纤维原料挂在球体内壁，以致蒸球在回轉过程中发生較大的偏重，故蒸球实际采用的电动机功率要較理論計算略为大些。

四、蒸球轴头的找正

蒸球轴头的找正是蒸球安装工作中的重要环节。蒸球球体較大，轴头直径相形之下显得很小时，安装轴头时，极易发生偏歪，或与轴的水平中心线偏离。这些情况都会直接影响到蒸球的正常运转。

蒸球轴头找正的方法很多，现仅选择其中一种概述如下。蒸球轴头找正是由球体的初步找正开始（见图3-2）。首先是在尚未安装轴头的蒸球球体1上，配置预先制好的钢板支脚3。支脚是以点焊固定在球体上。設法将蒸球挪置于枕木台；支脚支承在枕木台上，使蒸球平稳地安放着。然后以鉄板垫塞支脚，使蒸球的两个轴头孔口中心联结线与地平面成垂直。

完成蒸球的初步找正后，即可将轴头2装上，用螺栓将其初步固定。

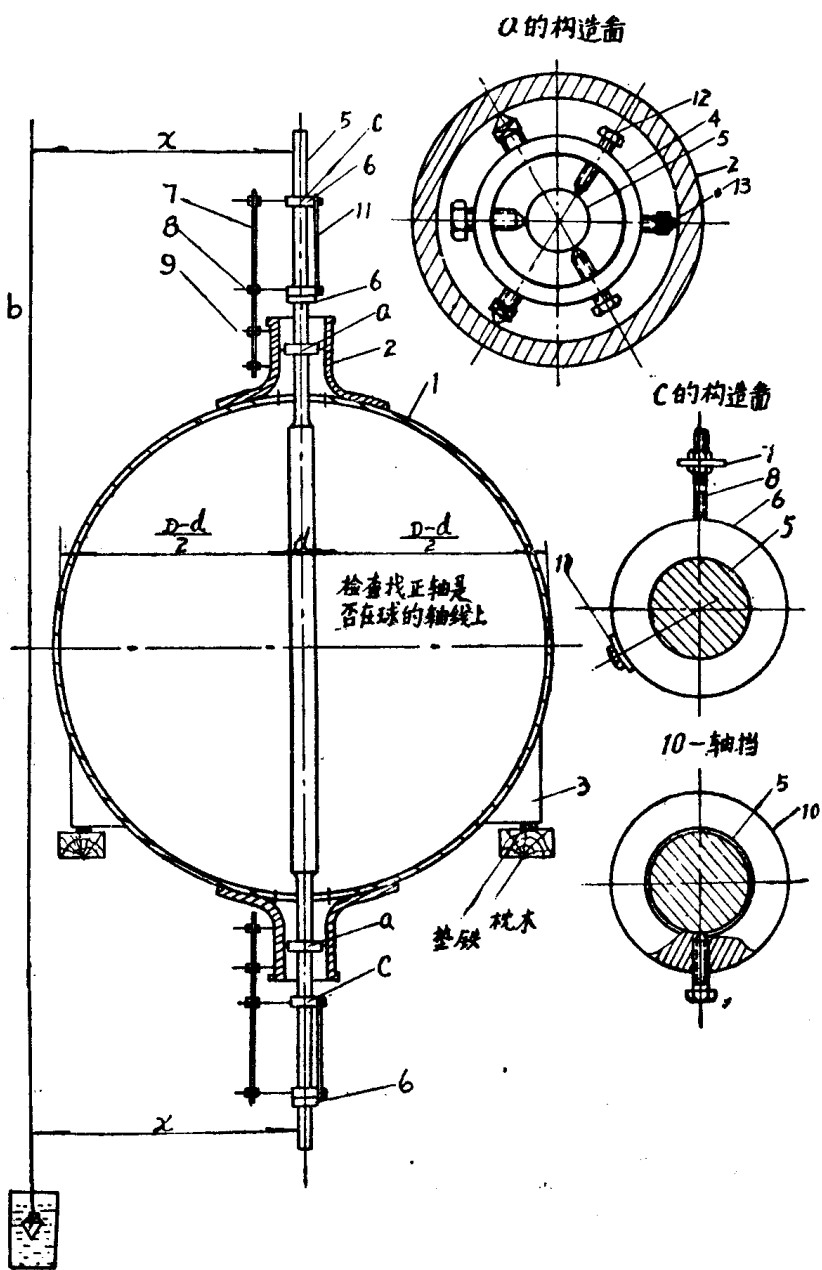


图 3—2 煮球找正示意图

然后将一根“找正軸”5*插入軸头的中空部分；在找正軸的两端，装上两个找正卡箍^a。每个找正卡箍具有一个鉄环4，在鉄环上又有三个向里作用的頂絲12，供紧固和調整找正軸的位置；另外又有三个向外作用的頂絲13，将卡箍固定在軸头的內壁上。

軸头的找正工作是在蒸球内部开始。首先是利用上下两个找正卡箍的向里作用的頂絲，調整“找正軸”在两个軸头內的中心位置。然后，再核对“找正軸”是否位于球体的中心；如发现其位置偏离，則应移动軸头在球体上的位置，使“找正軸”中心綫与球体中心綫在同一条垂直綫上。

内部找正工作完成后，即可进行外部找正。外部找正可分为两个步骤进行。第一个步骤是在蒸球旁边悬吊2~3个鉛錘綫^b，并将鉛錘浸在油或水中，使其不受外力影响而摆动。然后利用量具測定鉛錘綫和找正軸的上下距离，检查“找正軸”是否垂直。完成此項工作后，即在“找正軸”两端分別再装上一組找正箍^c和一个軸挡10。此組找正箍^c跟内部找正卡箍有所不同；外部找正用的找正箍是由两个鉄环6組成，每个鉄环的圓周上钻有两个相距120°角的螺絲孔，以供利用螺絲8使鉄环与长短鉄板7和11，联接成一个整体。鉄环和“找正軸”是滑动配合，可支承在軸挡10上轉动。軸头找正的第二个步骤是利用长鉄板7下端的两个找正螺絲9，找出找正螺絲尖端和軸頸外部在某一点的距离，然后轉动找正箍，逐步检查找正螺絲尖端和軸頸外部各点的距离是否保持不变，以証实軸頸与“找正軸”是否属一个同心圓，从而間接測定軸頸和球体中心的相对偏移情况。如发现有缺陷，即应予以調整。

全部找正工作完成后，即可将軸头和球体联结的螺絲紧固，撤除找正工具，用鉚合或焊接方法，将軸头进一步紧固在球体上。

五、蒸球球体的接縫方式和檢驗

如前所述，蒸球球体的接縫可采用鉚接方式，也可采用焊接方式。

鉚接法基本上采用搭接。鉚釘在球內的一端是平头的，鉚合之后需要进行斂縫，斂縫的要求根据蒸球鋼板厚度而定，一般为6~8毫米。鍋体鉚接完毕，必須进行全面检查。通常是以錘敲打鉚釘头；如发现有“哑

* “找正軸”是一根在車床上加工，并經過找正、校核的鋼軸，专供蒸球軸头找正用。

声”，則应进一步細致地检查铆釘是否活动。如铆釘的活动情况不太严重，可以斂边糾正；如其活动情况較为严重，例如塞入塞尺能达铆釘杆时，則应将铆釘鏟除，重新铆合。另外，又应在一定距离內将一个铆釘鏟除，观察釘杆是否充滿釘孔。

焊接法是采用电焊。焊接用的焊条性質应符合蒸球鋼板性質的要求，而且必須經過試焊样板，确定其焊接效果。焊接是采用上下V形堆焊进行，焊縫口的角度約为 70° 。焊接完毕，須对焊縫进行检查。通常采用的检查方法有：

- (1) X光探伤器进行探伤。
- (2) 在焊縫的一面涂粉，在另一方抹汽油，观察涂粉的一面有无汽油渗透过来的现象。
- (3) 用鋒利的钻头在焊縫上钻孔，钻头直径約为焊縫寬度的 $\frac{3}{4} \sim \frac{4}{5}$ ，钻孔深度約为焊层厚度的 $\frac{2}{3}$ 。钻孔距离通常采取700~1000毫米，但縱横焊縫交接处要严格检查。钻孔后，以放大鏡来检查焊縫有无夹渣、气泡等缺陷。如发现有問題，則应鏟除焊縫，重新焊接。检查工作完毕后，应由高級焊工焊塞钻孔。

蒸球铆接或焊接后，必須通过水压試驗。水压試驗所采用的水温应高于露点，試驗压力通常为工作压力的1.5倍。在試驗过程，当球內压力已达到規定的試驗压力时，即停止加压；如在5分鐘內，球內压力不致下降，則可視為通过检查。在水压試驗过程中，絕不容許用錘鏟敲击铆接的球体，避免产生局部应力集中，或由于严重震动而使球体受到破坏等现象。如发现铆釘釘头、斂縫、焊縫等处有“发汗”或“漏水”等毛病，应划下記号，俟撤除球內压力后，再采取补救措施。

六、蒸球的安全使用与維修注意事項

強調蒸球的安全使用是完全必要的。任何违反安全技术規程的操作都会引致大小事故的发生。在使用蒸球进行生产时，必須注意下列的一些問題：

(一) 根据压力容器的安全技术規定，定期进行水压試驗。操作时，絕不允許采用超过規定的最高压力。

(二) 装料、送液或盖人孔盖时，禁止在球下和其附近地点

工作。

(三) 紧固人孔盖的螺栓时，要采用对角輪流逐渐拧紧的方法，以保证人孔盖与球体紧密結合。

(四) 往蒸球內通汽前，应检查排汽閥是否已关闭。装料、送液前，則应检查放液考克是否已关闭。

(五) 装料、送液后，将人孔盖上好，开动蒸球，使其回轉数周，然后再慢慢地往球內送汽。在通汽过程中，应經常注意压力表和安全閥的情况。

(六) 蒸煮结束后，必須排出球內全部蒸汽，撤除球內压力，方可打开人孔盖。

(七) 經常检查軸承的潤滑情况及其温度是否正常。

(八) 在运轉过程中，如发现有异声或震动，应停机检查，找出原因，并采取措施之后，再投入生产。

(九) 經常注意計劃检修的执行。

第二节 蒸 煮 鍋

一、立式蒸煮鍋的结构和类型

立式蒸煮鍋是以鋼板鉚合或焊接而成的薄壳結構压力容器。立式蒸煮鍋一般可按其鍋体分为上中下三个部分。上部可为半圓球形，圓錐形，盆形或橢圓形；中部为圓筒形；下部則多为圓錐形，間或采用半圓球形的。

就立式蒸煮鍋的外形來說，目前应用較广的，有高度和直径比值为2.1~2.5的和比值为3.0~3.5（最高达4.0）的两种类型。我国亚硫酸蒸煮鍋多属于第一种类型；而硫酸盐蒸煮鍋則多为第二种类型。一般認為，高度与直径比值較高的蒸煮鍋，在蒸煮时加热較均匀，温度上升較快。

蒸煮鍋的下部装置有4~6根支脚；安装时，将支脚支承在固定于鋼筋混凝土基础上的4~6根支柱上。支柱多以型鋼制

成，也有采用鑄鉄或混凝土制成的。支柱的安装要求高度准确性，以保证整个鍋体的安装質量；支柱安装一般要求偏斜度不得超过 $\pm 0.001H$ （ H 代表支柱高度）。整个蒸煮鍋的偏斜度則要求不得超过 ± 15 毫米。为使蒸煮鍋在温度变化的情况下，能有热胀冷縮的余地，一般是在两根支柱及其相应的支脚之間垫上平板或輥柱，使其在蒸煮鍋发生伸縮时能滑移，而不致影响基础。应该特別指出，蒸煮鍋的基础不但要有足够的承重强度，而且还应该具有較大面积，以防止由于蒸煮鍋重量过大而产生下沉，特别是不均一的下沉。因此，通常要求蒸煮鍋基础建成一个整体。

图 3—3 所示为 75 立方米的硫酸盐紙浆蒸煮鍋示意图。硫酸盐蒸煮鍋的圆柱体部分多用 G 3 号鋼板或 20K 鍋爐鋼板制成，其上下鍋口則用鑄鋼制成。采用鋼板厚度一般为 28~35 毫米。鍋体采用焊接或鉚合方法接縫。近代的硫酸盐紙浆蒸煮鍋多趋向于采用焊接接縫的方法制成。如采用鉚合方法接縫，則又多采取单搭板紧密鉚接型式；其在外部的鉚釘头一般为圓头，也有采用平头的，而內部的鉚釘則全部采用平头。

表 3—2 所列为常用硫酸盐紙浆蒸煮鍋的技术特征，可供参考。

图 3—4 所示为亚硫酸紙浆蒸煮鍋的示意图。亚硫酸紙浆蒸煮鍋的鍋体鋼壳是采用 G 3 号或 20K 鋼板制成，其鋼板接縫可用鉚合或焊接方法。由于在鍋体內部要搪砌耐酸砖衬里，因此对鍋体鋼壳的圓度有較高的要求，同时又要求其有比較准确的曲面，以保证在生产过程中耐酸砖衬里受到均匀的应力。如鍋体采用焊接法接縫，則必須符合高度技术質量的要求，否則易于因內应力的影响而变形，造成掉砖等事故。为此，目前对亚硫酸紙浆蒸煮鍋鍋体鋼壳的制造，仍多采用鉚合的方法进行。

鍋体鋼壳制成后，在其內壁衬以 2~3 层耐酸砖。以衬两层耐酸砖的蒸煮鍋为例，首先是在鍋壁內部涂抹一层厚約 15~16 毫米的耐酸灰，貼上外层砖。外层砖一般厚度为 40~60 毫米。再在

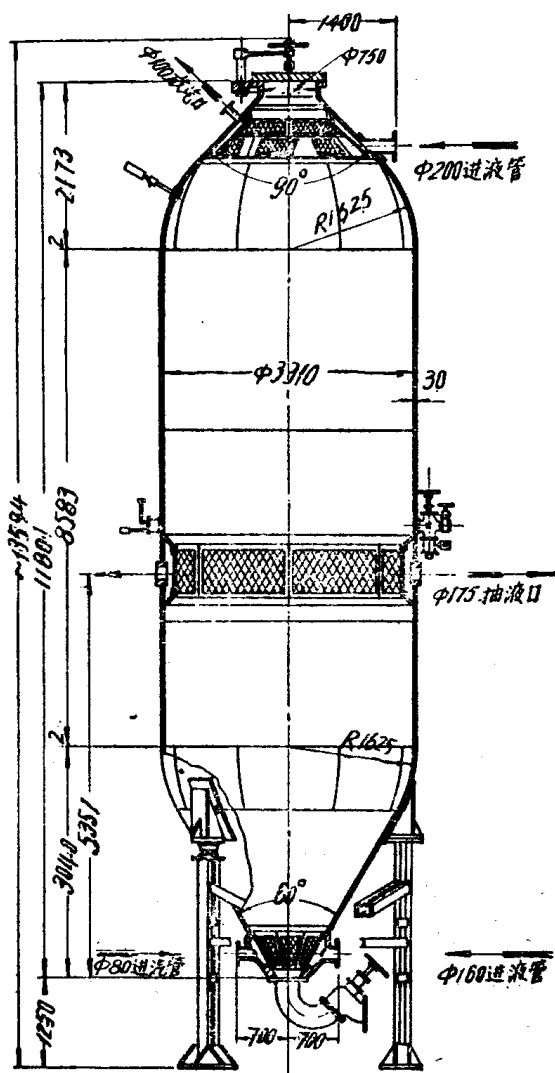


图 3—3 75 米³硫酸盐纸浆蒸煮锅

表 3 — 2

硫酸盐紙浆蒸煮鍋特征

项	目	(1)	(2)
蒸煮鍋容量	(米 ³)	75	110
装料口直径	(毫米)	750	770
放料口直径	(毫米)	200	350
鍋体直径	(毫米)	3,250	3,600
鍋体高度	(毫米)	11,800	13,790
鍋壁厚度	(毫米)	30; 32	32; 33.5; 32
上錐体錐角		90°	90°
下錐体錐角		60°	60°
上循环口直径	(毫米)	200	200
下循环口直径	(毫米)	150	200
抽液滤网孔面积	(米 ²)	1.3	—
抽液口直径	(毫米)	175	200
放汽口直径	(毫米)	100	100
工作压力	(公斤/厘米 ²)	8~9	8~9
設備总重	(公斤)	29,150	42,800
外形規格	(长 × 寬 × 高, 毫米)	3500 × 3500 × 13600	4100 × 4100 × 15520

外层砖的表面涂上一层10~13毫米厚的耐酸灰，然后貼上內层砖。內层砖的厚度通常为60毫米。耐酸砖与耐酸砖之間的砖縫一般为5~7毫米，深約为10毫米。搪砖后，可采用塑胶及填料进行鈎縫。

为延长耐酸砖的使用寿命，可在砖的表面涂上一层塑胶（例如酪素塑胶、蛋白塑胶等与填料混合而成的縮合酚甲醛树脂），其厚度約为10毫米。

苏联也有采用灌灰法，在紧貼蒸煮鍋內壁处灌注一层相当厚度的耐酸灰。

近年来，有些国家开始采用耐酸鋼板衬里的亚硫酸紙浆蒸煮鍋。此項方法既废除了传统的搪砖的繁杂操作，又減輕了蒸煮鍋的維修工作，同时又能保証其耐腐蝕性能，提高蒸煮鍋的有效容积。此項技术改进的出现，对采用大容积、耐高压的蒸煮鍋的制

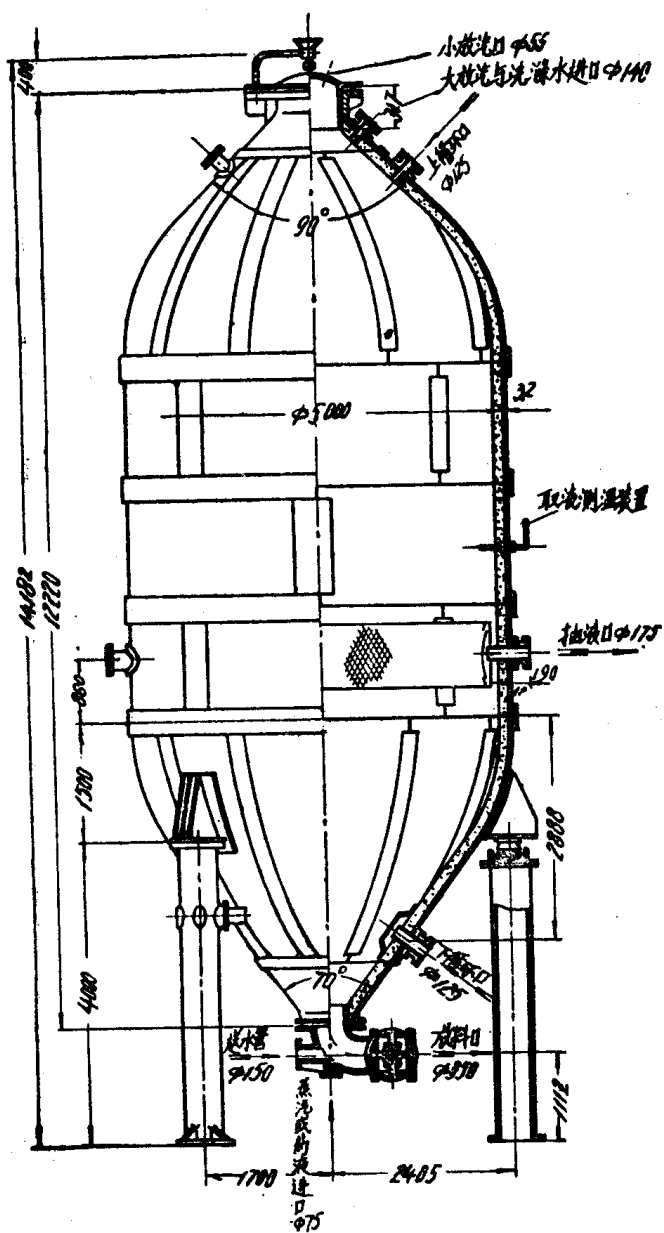


图 3—4 150米³亚硫酸蒸煮锅

造具有重大的意义。某些国家采用上述方法制造出330米³（甚至800米³）容积、耐压达12公斤/厘米²的亚硫酸纸浆蒸煮锅；近年来，有的国家还将这一方法又推广到硫酸盐纸浆蒸煮锅的制造，以解决其受蒸煮药液腐蚀的问题。

采用耐酸钢板衬里的蒸煮锅的具体制造方法是：先将X₁₈H₁₂M₂T或X₁₈H₁₂M₃T牌号的铬镍钼钢板（最好加入少量铌）与普通低碳钢板制成复合钢板。铬镍钼钢板的厚度一般为1.5~3.0毫米，普通低碳钢板的厚度为25~35毫米。制成复合钢板后，即可将其冲压成锅体各部的形状，再以焊接方法将整个锅体接合起来。在整个焊接过程中，所采用的焊条材料和质量均应符合一定的要求，并应严格掌握焊接技术。在整个锅体全部焊接完毕后，又应进一步采用高频率装置在各个接缝处进行补充热处理，使接缝达到充分均匀，同时又能消除内应力。

耐酸钢板衬里的蒸煮锅虽然有其一定的优点，但造价昂贵，制造过程的技术要求极高。搪砖的亚硫酸纸浆蒸煮锅的维修工作

表 3 — 3 搪耐酸砖的亚硫酸纸浆蒸煮锅技术特征示例

蒸煮锅容量 (米 ³)	150
装料口直径 (毫米)	800
放料口直径 (毫米)	350
锅体直径 (毫米)	5,000
锅体高度 (毫米)	12,220
锅壁厚度 (毫米)	32
上锥体锥角	90°
下锥体锥角	70°
耐酸砖衬里厚度 (毫米)	118
上循环口及下循环口直径 (毫米)	125
抽液口直径 (毫米)	175
大放气口直径 (毫米)	140
工作压力 (公斤/厘米 ²)	6
设备总重 (公斤)	115,000
外形尺寸 (长×宽×高,毫米)	5,500×5,500×14,200

虽然比較繁重，但如維護得當，其耐酸磚一般可使用20年以上。

表3—3所示為常見搪耐酸磚的亞硫酸紙漿蒸煮鍋的技術特征，可供參考。

二、蒸餾鍋鍋壁厚度

蒸餾鍋支承在支柱上，不受外力的作用。但其內部溫度較高，工作壓力又大，因此對構成鍋體的鋼板要求具有一定強度。蒸餾鍋圓筒部分的鋼板應具有36~41公斤/毫米²的抗張強度和26~28%的伸長率；而球形或圓錐形部分則一般要求具有34公斤/毫米²的抗張強度和25%的伸長率。

如前所述，蒸餾鍋屬於薄壁結構的高壓容器，其受力情況可根據薄壁殼體的無力矩理論來進行分析。

薄壁殼體的形成可以設想是由曲綫 OA 繞對稱軸 OO' 回轉而成，壳体承受着內壓力 p 的作用（圖3—5）。壳体內部不同高度各處的壓力可能有差異，但是在任何水平截面上的各點所受壓力應該是不變的。

就薄壁壳体來說，由於其壁厚比任何曲率半徑都要小得多，而且母綫又沒有突然的折曲，可以認為壳壁只受拉力，而不發生任何彎應力。為研究其所受拉力的太小，可在壁殼上取無限小的體素 $abcd$ ，以分析其平衡條件。亦即沿經綫截面 ab 和 cd ，及緯綫截面 bc 和 ad 从壳体中切出一小塊體素，供分析研究用。

由圖可見，作用於體素 $abcd$ 邊上的全部拉力等於：

$$\text{沿經綫方向} \quad q_1 = \sigma_1 \delta dl_2$$

$$\text{沿緯綫方向} \quad q_2 = \sigma_2 \delta dl_1$$

式中 q_1, q_2 ——作用於體素邊上沿經綫及緯綫方向的拉力，公斤；

σ_1, σ_2 ——沿經綫及緯綫方向的切綫拉應力，公斤/毫米²；

δ ——壁厚，毫米；

dl_1, dl_2 ——體素在經綫及緯綫方向的長度，毫米。

由於內壓力的作用，體素上所受壓力為：

$$P = p dl_1 dl_2$$

式中 P ——體素所受壓力，公斤；

p ——內壓力，公斤/毫米²。

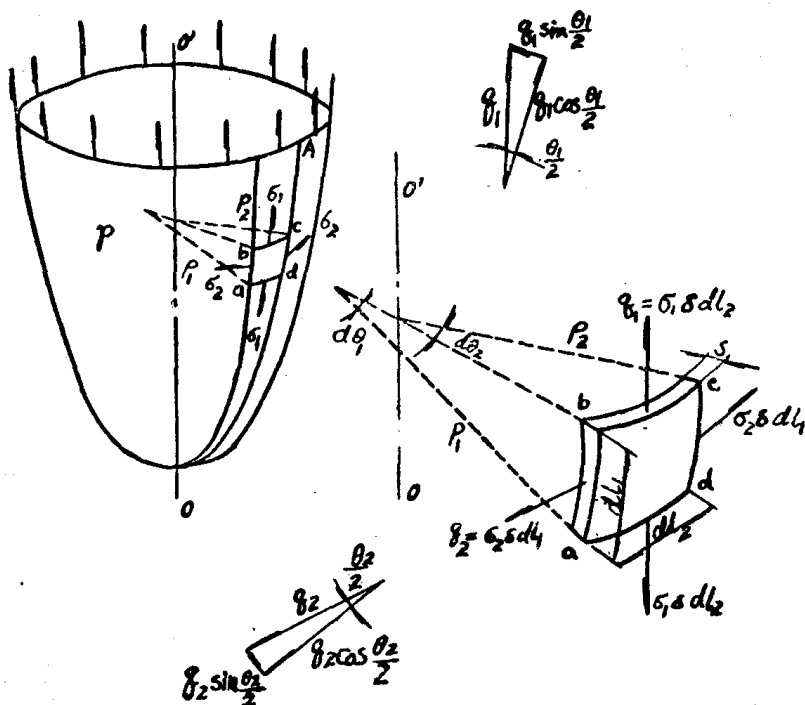


图 3—5 薄壁壳体的体素平衡简图

而体素所受压力则又与体素所受拉力的法线分力相等，即，

$$2\sigma_1\delta dl_2\sin\frac{d\theta_1}{2} + 2\sigma_2\delta dl_1\sin\frac{d\theta_2}{2} = p\delta l_1 dl_2$$

由于角 $d\theta_1$ 和 $d\theta_2$ 都是很小的，因此，

$$\sin\frac{d\theta_1}{2} \approx \frac{d\theta_1}{2} = \frac{dl_1}{2\rho_1}$$

$$\sin\frac{d\theta_2}{2} \approx \frac{d\theta_2}{2} = \frac{dl_2}{2\rho_2}$$

式中 $d\theta_1, d\theta_2$ ——经线及纬线方向的曲率夹角，

ρ_1, ρ_2 ——经线及纬线截面的曲率半径，毫米。

因此

$$\frac{\sigma_1\delta dl_1 dl_2}{\rho_1} + \frac{\sigma_2\delta dl_1 dl_2}{\rho_2} = p\delta l_1 dl_2$$

$$\text{即} \quad \frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\rho_2} = \frac{p}{\delta} \quad (3-8)$$

这就是休素平衡方程式，或称拉普拉斯方程式。采用这个方程式可以推算各种简单形状的容器所需的厚度。

以球形容器为例，其经线及纬线截面的曲率半径为：

$$\rho_1 = \rho_2 = \frac{D}{2}$$

式中 D ——球形容器的直径，毫米。

而当内压力为 p 时，其经线及纬线截面的拉力相等，即：

$$\sigma_1 = \sigma_2 = [\sigma]_p$$

代入式 (3-8) 中，可得：

$$\frac{[\sigma]_p}{D/2} + \frac{[\sigma]_p}{D/2} = \frac{p}{\delta}$$

$$\text{即} \quad \delta = \frac{pD}{4[\sigma]_p}$$

又以圆筒形容器为例，其经线截面的曲率半径为无限大，纬线截面的曲率半径即为容器的半径，即：

$$\rho_1 = \infty; \quad \rho_2 = \frac{D}{2}$$

式中 D ——圆筒形容器的直径，毫米。

当内压力为 p 时，代入式 (3-8) 中，可得：

$$\frac{\sigma_2}{D/2} = \frac{p}{\delta}$$

但，纬线截面的拉力实际上为钢板的拉力，即：

$$\sigma_2 = [\sigma]_p$$

因此，

$$\delta = \frac{pD}{2[\sigma]_p}$$

蒸煮锅各部分的钢板厚度均可根据拉普拉斯方程式考虑，并应同时考虑到接缝情况和腐蚀问题。

蒸煮锅锅壁钢板厚度应根据其不同部位的形状而决定。

(一) 圓筒形鍋體部分

$$\delta = \frac{pD}{200[\sigma]_p \phi} + C \text{ 毫米} \quad (3-9)$$

式中 δ ——蒸煮鍋圓筒形鍋體部分的鋼板厚度，毫米；

p ——蒸煮鍋最大工作壓力，公斤/厘米²；

D ——蒸煮鍋圓筒形鍋體部分的直徑，毫米；

$[\sigma]_p$ ——鋼板容許拉應力，通常可採用8.4公斤/毫米²；

ϕ ——接縫係數，鉚

合時取0.7，焊接

時取0.8；

C ——補償鋼板腐蝕

的附加厚度，一般

採用3~5毫米。

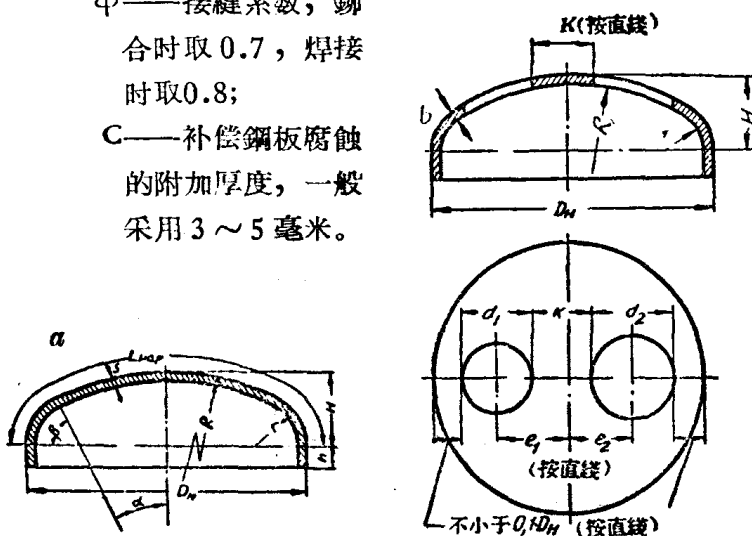


图 3—6 拱形頂部（鍋體上部）

(二) 半圓球形鍋體上下部

$$\delta = \frac{pD}{400[\sigma]_p \phi} + C \text{ 毫米} \quad (3-10)$$

式中 D ——半圓球形部分的直徑，毫米。

(三) 拱形鍋體上部

$$\delta = \frac{pD_H y}{200[\sigma]_p \phi} + C \text{ 毫米} \quad (3-11)$$

式中 D_H ——拱形頂部的的外徑，毫米；

y ——形状系数，根据拱形頂部的具体形状、拱形頂部开孔的位置和大小有关。其数值可由表 3—4 中查出。

表 3—4 拱形頂部的形状系数

比值 $\frac{r}{R} \approx$	比值 $\frac{H}{D_H}$	没有孔 的拱形 部	开 孔 的 拱 形 部 $\frac{e+d}{D_H}$						
			0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.06	0.20	2.00	2.05	2.20	2.40	2.60	2.75	2.90	3.10
0.10	0.22	1.65	1.80	2.00	2.15	2.30	2.50	2.70	2.85
0.15	0.24	1.40	1.60	1.75	1.95	2.10	2.30	2.50	2.65
0.20	0.25	1.30	1.50	1.65	1.85	2.05	2.20	2.40	2.60
0.22	0.26	1.25	1.40	1.60	1.75	1.95	2.15	2.30	2.50
0.24	0.28	1.10	1.30	1.45	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40
0.25	0.30	1.0	1.15	1.35	1.50	1.70	1.90	2.05	2.25

注：① r —肋形半径； R —拱頂球面半径； H —拱形部深度； D_H —拱形頂部外徑； e —在拱形頂部上开孔的偏心距，即图 3—6 中 e_1 和 e_2 ； d —在拱形頂部上开孔的直径。

② 没有孔的拱形部是指完全没有开孔的，孔径不大于 $4d$ 而离边缘的距离大于 $0.2D_H$ ，或由开孔而削弱的强度已完全用加强结构的方法补偿。

③ 拱形部的高度 $H \geq 0.2D_H$ 。

④ 拱形部球面半径 $R \leq D_H$ ；过渡肋形半径 $r \geq 0.1D_H \geq \frac{2H^2}{D_H}$ 。

⑤ 在过渡区域，不許开孔。

(四) 椭圆形頂部

$$\delta = \frac{pDK}{2[\sigma]_h\phi} + C \text{ 毫米}$$

(3—12)

式中 K ——形状系数，根据椭圆的两个半軸的比值不超过 2.6 的规定，由图 3—7 查出。图中 h 为椭圆形頂部的高度，即椭圆形短軸的一半。

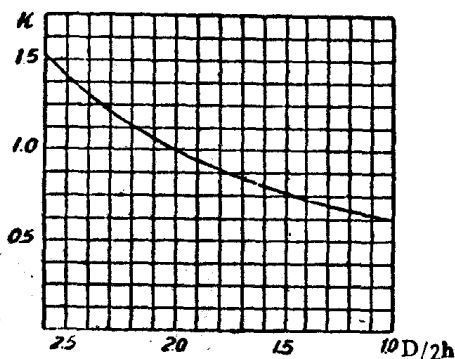


图 3—7 形状系数 K

(五) 圓錐形頂部及底部

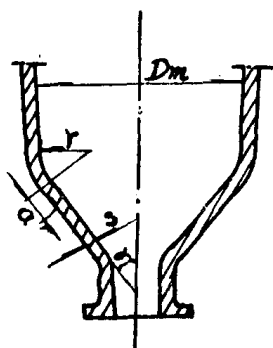


图 3—8 从圓筒形壳体至圓錐形部分的过渡区域結構形式

在圓錐形部和过渡区域之間，鍋体鋼板同时受着經向应力和环向应力的作用(图 3—8)。

根据經向应力的情况，过渡区域的鋼板厚度应为：

$$\delta_1 = \frac{pD_H y}{200[\sigma]_t \phi} + C \text{ 毫米} \quad (3-13)$$

式中 y ——形状系数，由图 3—9 查出。

形状系数 y 与过渡区域所受应力大小、錐角 α 、过渡区域半径与圓筒部分內径均与 r/D 值有关。就蒸煮鍋的結構而言，其 r/D 的比值通常是等于或大于 0.5；由图可見， y 值极小。因此，在蒸煮

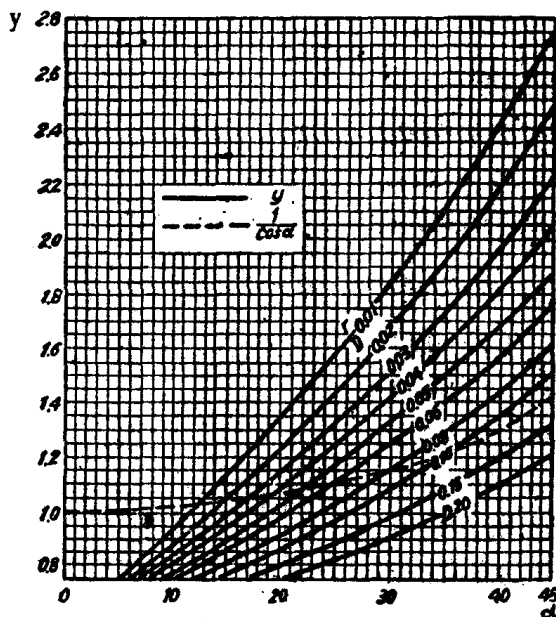


图 3—9 形状系数 y

鍋的強度計算中，一般可略去過渡區域所受的經向應力，不予計算。

一般情況是，根據環向應力，計算圓錐形部分的鋼板厚度，即：

$$\delta = \frac{pD_m}{200[\sigma]_p \cos \alpha} + C \text{ 毫米} \quad (3-14)$$

式中 D_m ——圓錐形頂部或底部母綫端部的錐體計算直徑，毫米；

α ——圓錐形頂部或底部的錐度，度。

計算圓錐形部的錐底直徑 D_m ，是由過渡區域弧綫端點的距離 a 來確定， a 的長度為等於或小于 10δ ，通常採用100毫米左右；但其數值不應大於錐形部分母綫長度的一半。

三、蒸餾鍋的主要構件

(一) 濾網 採用間接加熱的蒸餾鍋，在鍋內均設有濾網，以抽出鍋內蒸餾藥液，使通過設於鍋外的加熱器，再進入鍋內。常用的濾網形式有安置在藥液管道管端的濾網和安裝在鍋體上的濾帶兩種類型。

安置在抽液管或送液管管端的濾網，可為蓬形(圖3—10a)或袋形(圖3—10b)，用磷青銅板或耐酸鋼板與管子焊接製成，其上鉗有6毫米直徑的小孔。袋形濾網多用於蒸餾鍋底部；蓬形濾網則多用於蒸餾鍋頂部。

圖3—11所示為安裝在鍋體上的濾帶。濾帶是用9~12毫米厚的鋼板(硫酸鹽紙漿蒸餾鍋)或耐酸鋼板(亞硫酸紙漿蒸餾鍋)製成。其上具有6毫米直徑的網孔，這一塊鋼板稱為濾板。濾板的下部又有一塊用5~6毫米厚的鋼板或耐酸鋼製成的隔板。濾板和隔板在鍋體中構成一個圓環形的濾帶：在鹼法紙漿蒸餾鍋內，通常是用螺絲將濾帶直接固定在鍋體上，而在亞硫酸紙漿蒸餾鍋內，則須要事先在鍋體內壁抹上一層60~80毫米厚的耐

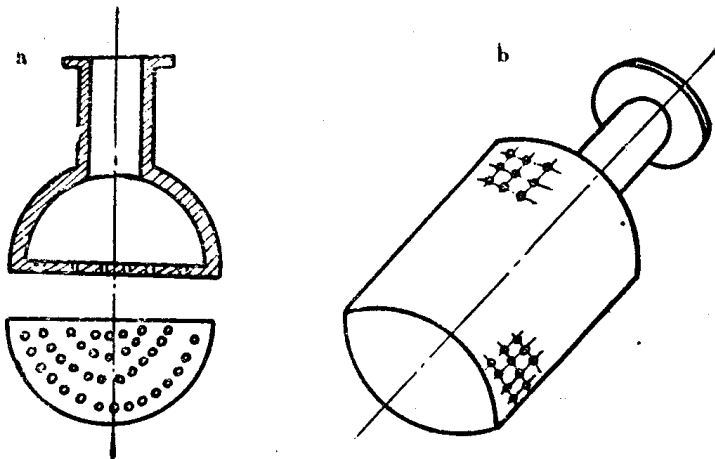


图 3—10 滤 网

a—蓬形滤网；b—袋形滤网

酸灰，同时将固定滤带用的耐酸钢螺栓在适当位置埋入耐酸灰内，再以此螺栓将滤带固定在锅体内壁上。应该注意，安装滤带时，螺丝不得旋得过紧，防止破坏和剥落灰泥，以致严重影响锅壁的安全。

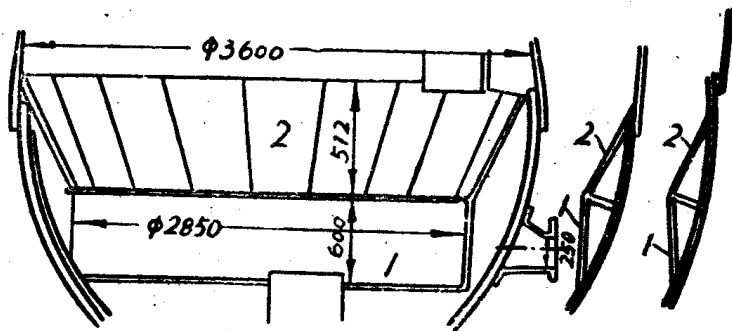


图 3—11 滤 带

1—环状无孔隔板；2—带网孔的滤板

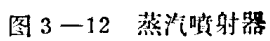
(二) 蒸汽喷射器 图 3—12所示为直接通汽用的蒸汽喷射器。蒸汽喷射器 3 是用螺絲 4 固定在垫座 1 上，而垫座又与喷出管 2 以螺栓 5 连接着。垫座和喷出管可用鑄鋼制成（碱法紙浆蒸煮鍋），或用耐酸鋼制成（亚硫酸紙浆蒸煮鍋）；而蒸汽喷射器則用磷青銅或耐酸鋼制成。蒸汽喷射器为宝塔形，每层均钻有直径为 4~5 毫米的小孔，孔距为孔径的 2~2.5 倍。

使用蒸汽喷射器供直接通汽时，必須在蒸汽管道上安装一个止逆閥，防止蒸煮药液进入蒸汽管道或甚至窜入蒸汽鍋爐內，引起侵蚀作用，损坏管道及蒸汽鍋爐。另外，又应注意到蒸汽喷射器的钻孔极易被高压蒸汽冲坏，且又易受某些沉淀物（例如亚硫酸蒸煮药液中的硫酸鈣等）所堵塞，經常維修和清洁是完全必要的。

(三) 放料閥門 放料閥門的功用是为封閉蒸煮鍋的下鍋口，和排放蒸煮鍋內已煮好的浆料。在封閉下鍋口时，放料閥門要經受鍋內的压力，而在放料时，又要受較重的冲击；因此，必須要求放料閥門具有严格的密封程度。放料閥門的結構和制造質量都必須符合这些要求。

常用的放料閥有角閥、閘板閥、压盘式放料閥等等。角閥（图 3—13a）和閘板閥（图 3—13b）結構虽簡單，但一般均不甚耐用。压盘式放料閥結構虽較复杂，但却具有安全、耐用、封閉严密、維修清扫方便等优点。

图 3—14所示为压盘式放料閥，由两个内外相套的耐酸鋼圓盘組成。在內套圓盘 3 上，有两个用耐酸鋼制成的双扣方形或梯形螺紋的螺杆 11，其一为正螺紋，另一則为反螺紋。外套圓盘 2 則具有一个耐酸鋼制成的三头蝸杆 4，蝸杆与螺杆 6 是用連杆 5 相連着。螺杆 6 插在螺母 7 中，螺母上又配有手輪 8。图中 9 則为絲杆上的固定螺母。轉动手輪，即可通过螺母移动螺杆，將閥門抽出或推进。如將閥門推到底部，并利用插銷 10 鎖住螺杆和螺母，再轉动手輪时，則可將螺杆、連杆和蝸杆同时轉动，从而



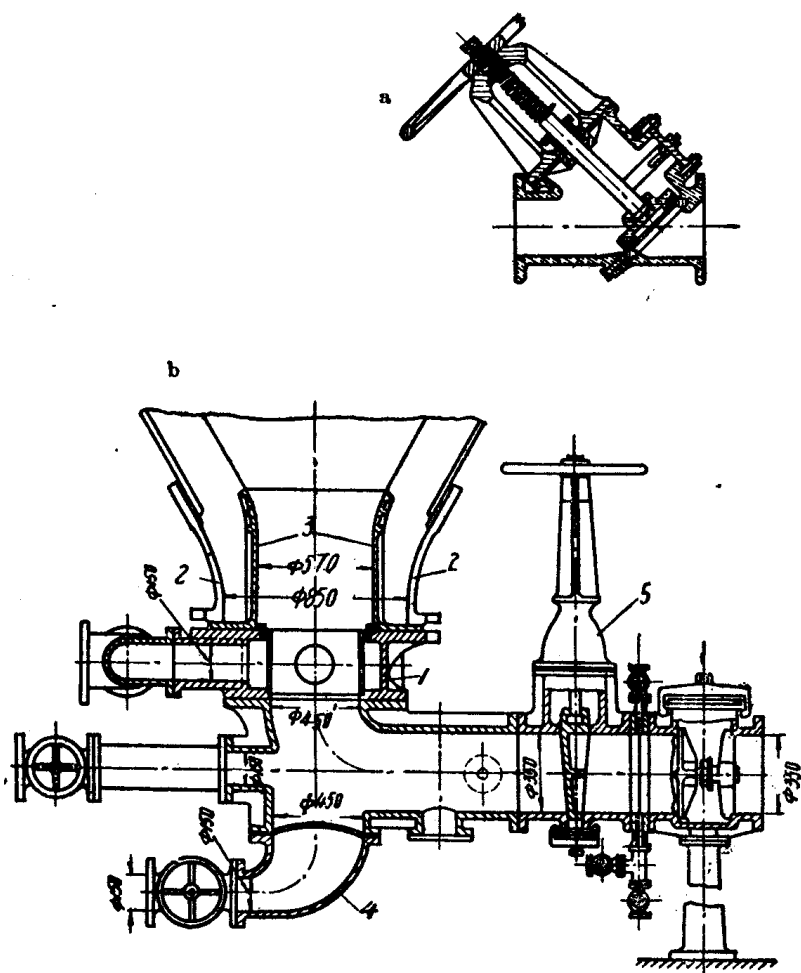


图 3—13 放料閥門

a—角閥； b—閘板閥

1—排液滤网； 2—下鍋頭； 3—耐酸鋼衬閥； 4—清洗排汚弯头；
5—閘板閥

驅使固定在外套圓盤的兩個蝸輪12沿相反方向轉動。此時，插在蝸輪內螺母中的內套圓盤螺桿也隨而沿軸向移動，從而封閉閥體1的閥座。閥體用耐酸鋼制成，蝸輪則用磷青銅制成。

四、蒸煮鍋的維修

蒸煮鍋屬於受壓容器，其安全使用問題是應該特別注意的。前節所述有關蒸球的安全使用的規定大部分適用於蒸煮鍋的運轉。由於蒸煮鍋的工作壓力一般均在6公斤/厘米²以上，因此根據規定，進行水压試驗時的壓力應為工作壓力的1.25倍，但不得低於工作壓力加3公斤。硫酸鹽紙漿蒸煮鍋，應根據受壓容器檢驗的規定進行定期的水压試驗；某些國家規定每六年檢查一次。亞硫酸紙漿蒸煮鍋則只有在全部換磚時，撤去舊磚後，才進行水压試驗；水压試驗合格後，方可重新搪磚。

經常注意鍋壁的腐蝕情況，是很重要的一項工作。此外，也應該注意放料閥門的運轉情況。

亞硫酸紙漿蒸煮鍋（簡稱酸煮鍋）的保養工作尤其重要，否則極易發生“掉磚”事故，影響生產。通常，酸煮鍋每隔半年至一年進行一次大檢修，主要是修補耐酸磚襯里。但如發生局部掉磚，發現耐酸磚層有裂紋或磚縫有嚴重滲漏現象，或耐酸磚層發生嚴重剝皮現象等情況時，則必須停機進行檢修。為此，每次將蒸煮鍋內漿料放出後，應自鍋口上觀察鍋內磚縫情況和耐酸磚的磨損情況，檢查有沒有剝皮和脫落現象，以及檢查鍋內附屬零件有沒有損壞。另外，又應該注意鍋體上的各種附屬零件的周圍、鉚釘鉚合或焊接的各個地方以及鉚釘周圍等處是否有藥液滲漏情況。

正確掌握操作條件，嚴格遵守工藝規程，是維護酸煮鍋使用壽命的必要條件。裝料通汽時，應注意不要使蒸汽直接噴向耐酸磚層，以免磚層表面溫度上升過快、過高。為此，一般是在裝料時或送藥液時同時通汽，而蒸煮藥液溫度最好是在80°C以上。通

汽时，应严格掌握，务使鍋内压力均衡上升。在移液或回收药液时，更应注意缓慢执行，避免鍋内压力局部突然下降，引起砖层不均衡应力的产生，以致发生掉砖事故。蒸煮时，要根据规定最高压力掌握，不得超过最高压力。蒸煮終了，应利用20分鐘左右的时间进行放汽，以保证鍋内压力均衡下降，切忌过于急剧的放汽。放料时，以采用中等压力为宜，一般多采用2.5公斤/厘米²左右。而放料时采用的温水应在45°C以上；放料后，冲刷蒸煮鍋内部的温水不应低于60°C。此外，还要严格禁止冷水、蒸汽或蒸煮药液与鍋体上鉚釘带及保温层等接触，以免损坏这些地方。

如发现酸煮鍋需要进行检修，首先必須使鍋体内外温度下降，以利检修工作的执行，这个步骤称之为“凉鍋”。开始凉鍋时，不要打开放料閥門，更不要急于撤下鍋底，否則将会往鍋体内部抽入冷风，以致耐酸砖层发生急剧收縮，而至脫落。通常是打开小放汽閥門，調节降温速度；必要时，可稍微开启鍋盖，以稍加快降温速度，但应控制温度下降的速度不超过每小时20°C。当鍋内温度已降到60°C时，再将鍋盖全部打开，使鍋温繼續下降至40~45°C左右（必要时，可逐漸打开放料閥門），即可进行检查和修理。

酸煮鍋的检查和修理尽量有计划地安排在春季进行。如因意外必須在冬季检修，則必須設法維持鍋内温度在20°C以上。检查时，用木錘輕輕敲击砖层表面，如发现“空声”，則說明耐酸砖与耐酸砖之間、或耐酸砖与鍋体内壁之間发生脫离，需要换砖。同时，又检查灰縫是否完整，砖层磨損程度，砖縫有沒有裂紋，砖縫是否有漏液情况等等。检查完毕，作出检查記錄，以作为检修工作的依据。

根据检查结果，应进行换砖或勾縫。如遇有“空声”并在砖縫处漏液、砖层表面有連續的裂紋、砖层脫落或砖层向內凹入等現象，应即换砖。如发现耐酸灰縫脫落、砖层磨損在10毫米以上、或砖縫漏液等情况，則应剔除灰縫，重新勾縫。

检修后，开始时的1~2鍋蒸煮，要根据检修后試煮的工艺規程执行。試煮时，升温速度，最高蒸煮温度，放汽时间和放料压力等都要比正常生产略为降低或延长，使鍋内新換上的耐酸砖不致受到损坏。

酸煮鍋的搪砖工作較為复杂，一般多由专业搪砖队負責。酸煮鍋全部換砖或更換三分之一以上的耐酸砖时，应視為大修理工作。搪砖工作完毕后，应首先进行空煮，再进行試煮。有关搪砖工作和空煮、試煮的規定的詳細情况，可参考这方面的工艺書籍。

检修后的酸煮鍋或初次投入生产的蒸煮鍋，除須根据規定的工艺規程进行空煮和試煮外，还应检查有无气泡或水玻璃液从砖縫里冒出；而且，每隔两周要校核压力表和温度表，检查其准确程度。

如遇特殊情况，酸煮鍋需要比較长期地停止运转，則应按凉鍋方法，使其渐渐冷却，并应設法使鍋内温度經常維持在60°C以上。

第三节 噴放鍋

硫酸盐紙浆厂通常均設有噴放鍋，以承接蒸煮鍋噴放出来的浆料。噴放鍋基本上是一个中間貯浆容器；浆料在其中以黑液稀释到一定浓度，即送到洗浆系統进行洗滌。近年来，某些亚硫酸紙浆厂也有采用噴放鍋以代替传统性的洗浆池。

噴放鍋一般是以12~18毫米厚低碳鋼板制成，其容积約为蒸煮鍋容积的2.5~3倍。噴放鍋的工作压力一般按1~3公斤/厘米²表压考虑，其底部承受压力則多在此基础上增加0.3~0.4公斤/厘米²。噴放鍋鍋体結構可为鑲接，也可为焊接。噴放鍋各部分鋼板强度和厚度的計算方法基本上与蒸煮鍋的估算方法相同，但在計算时，要考虑到浆料噴入时所引起的冲击負荷、振动和反作用力等因素。因此，在实际設計工作中，通常是在其規定的工作压

力的基础上，增加25%作为計算用的总負荷。噴放鍋的支柱是用型鋼焊接制成，支柱是固定在防震的混凝土基础上。如果噴放鍋是安設在室外，則在設計和安装时均要周密地考虑到风压的影响。

图3—15为150米³噴放鍋的总图。浆料沿切綫方向由放料管噴入鍋內（图中Ⅰ），蒸汽則順汽体出口V排至冷疑系統。鍋的頂部Ⅳ装有固定保險薄片；薄片以低碳鋼板制成，中間刻有沟槽。当鍋內压力超过規定工作压力时，薄片即会自行爆裂，确保鍋体的安全。黑液从鍋体下錐部Ⅲ及Ⅳ处送入鍋內。浆料由浆管Ⅱ排出，并通入浆泵內，以便送往洗浆系統。图中Ⅶ为浆位指示器，供測定鍋內浆料液面用。

噴放鍋的底部装有直立式攪拌器，直接由电动机通过減速器帶动。攪拌器可为叶桨式（图3—15）或螺旋桨式（图3—16）。采用叶桨式攪拌器，轉速一般維持在20轉/分左右；采用螺旋桨攪拌器，則轉速为100~120轉/分。

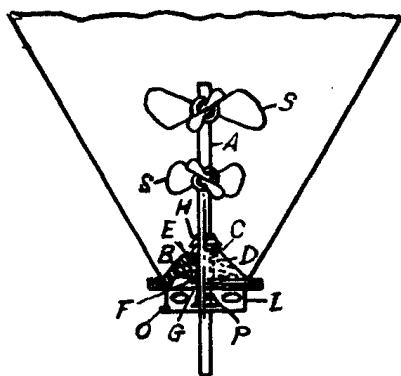


图3—16 螺旋桨式攪拌器

A—轉軸；S—三叶螺旋桨；H—防漏板；B—軸承座；C—推力軸承；
D—軸承衬；E—不銹鋼軸套；F—填料子；G—格蘭；O—药液排出口；P—排液板；L—貯液沟

表3—5 所示为現用噴放鍋的技术特征，可供参考。

表 3—5

噴放鍋的技术特征

	I	I
噴放鍋的容积 (米 ³)	150	330
直筒部外径 (毫米)	5,000	6,500
噴放鍋的高度 (毫米)	16,858	19,004
上下錐体的角度	60°	60°
鍋皮厚度上部 (毫米)	12	16
鍋皮厚度下部 (毫米)	14	16
最高工作压力 (公斤/厘米 ²)	3	3
最高溫度 (°C)	175°	175°
漿料入口直径 (毫米)	150	250
漿料出口直径 (毫米)	300	400
上	3,200	3,500
攪拌器漿叶直径中 (毫米)	2,200	2,500
下	1,100	1,500
攪拌器轉速 (轉/分)	20	20
攪拌器电动机功率 (千瓦)	14	20
漿料入口浓度 (%)	12~14	12~14
漿料出口浓度 (%)	3~4	3~1
設備重量 (空鍋) (吨)	40	88
設備外形規格 (毫米)	φ 6,000 × 16,868	φ 8,000 × 21,400

第四章 篩選設備

为提高紙漿質量，去除混雜在漿料中的雜質，降低成紙的塵埃度，在制漿車間和造紙車間通常均安設有各種類型的篩選設備，以適應不同的篩選要求。

篩選設備的種類型式很多，但就其工作性能而言，基本上可歸納為：

（一）低頻率振動篩；例如隔膜式平板篩漿機、內流式或外流式圓篩。

（二）高頻率振動篩；例如詹森式（Jonsson）振動除節機、詹森和連格蘭（Иенсен-линдгрэн）圓篩等。

（三）離心篩；例如亞牟式（Аpmew）圓篩、比發式（Biffar）圓篩、寇文式（Cowan）圓篩、壓力精選機（Pressurized Selectifier）等。

（四）渦旋篩；例如渦旋除渣器、錐型除渣器、立式離心除渣機等。

根據各種型式篩選設備的不同性能，以及工藝操作對篩選質量的要求，選擇適當的篩選設備對保證紙漿質量是極其重要的。上述各種類型的篩選設備，大多數既可在制漿車間採用，也可在造紙車間應用。但也有專供造紙車間使用的，例如內流式或外流式圓篩，立式離心除渣機等；也有專供制漿車間應用的，例如詹森式振動除節機、亞牟式圓篩、比發式圓篩、寇文式圓篩等。有關選擇篩選設備的問題，可參閱“制漿造紙工藝學”在這些方面的敘述；本章只擬就個別設備的結構與性能詳加討論。

第一节 振动式除节机

一、振动式除节机的结构

根据所采用振动机构的型式，振动式除节机可分为偏重式和偏心式两种类型。偏心式振动除节机是利用偏心輪通过連杆系統，使除节机发生振动。偏重式振动除节机則利用装設在主軸上的偏重飞輪，使除节机发生振动。偏心式裝置的結構虽較为簡單，但要改变振幅时，就需要更換偏心軸，或需要采用較复杂的振幅調整机构，且其連杆系統中的曲柄易于折断。因此，目前多已不采用此种型式的除节机，而趋向于采用具有偏重式振动机构的除节机。

图4—1所示为偏重式振动除节机（又称詹森式振动除节机）的結構示意图。除节机具有一个可振动的不銹鋼篩框1，在篩框中央有时設有一道縱向隔板将其分为两半。篩框的底部装設1~2块带有曲面的篩板；篩板表面钻有多个篩孔，其直径視浆料性質以及篩选質量而定，一般为3~12毫米。篩框利用四个吊架5悬挂在混凝土承浆槽2之中。吊架是采用螺栓固定在混凝土槽的两边側壁上；为保证篩框能获得自如地振动，每个吊架都采用弹簧补偿器6，以与篩框相連接。此外，在吊架和基础之間垫有枕木，以防因振动关系而损坏槽壁。

在篩框上部装有振动机构3，以驅使篩框发生振动。此一振动机构是由一个两端具有軸承座的圓筒，和一根振动轉軸組成。振动轉軸套在圓筒內，軸的两头装有偏重飞輪，軸的两端則支承在圓筒兩端的滾柱軸承上。軸承可通过黃油杯的注油保持經常潤滑；为防止軸承內的潤滑油因受振动关系而致漏出，可采用迷宮式挡水圈封閉軸承。振动机构轉軸的回轉可由电动机直接带动，也可通过三角胶带和皮带輪带动。采用直接传动时，利用一根中間軸和两个弹性联轴器将电动机4和振动机构的轉軸連結起来即

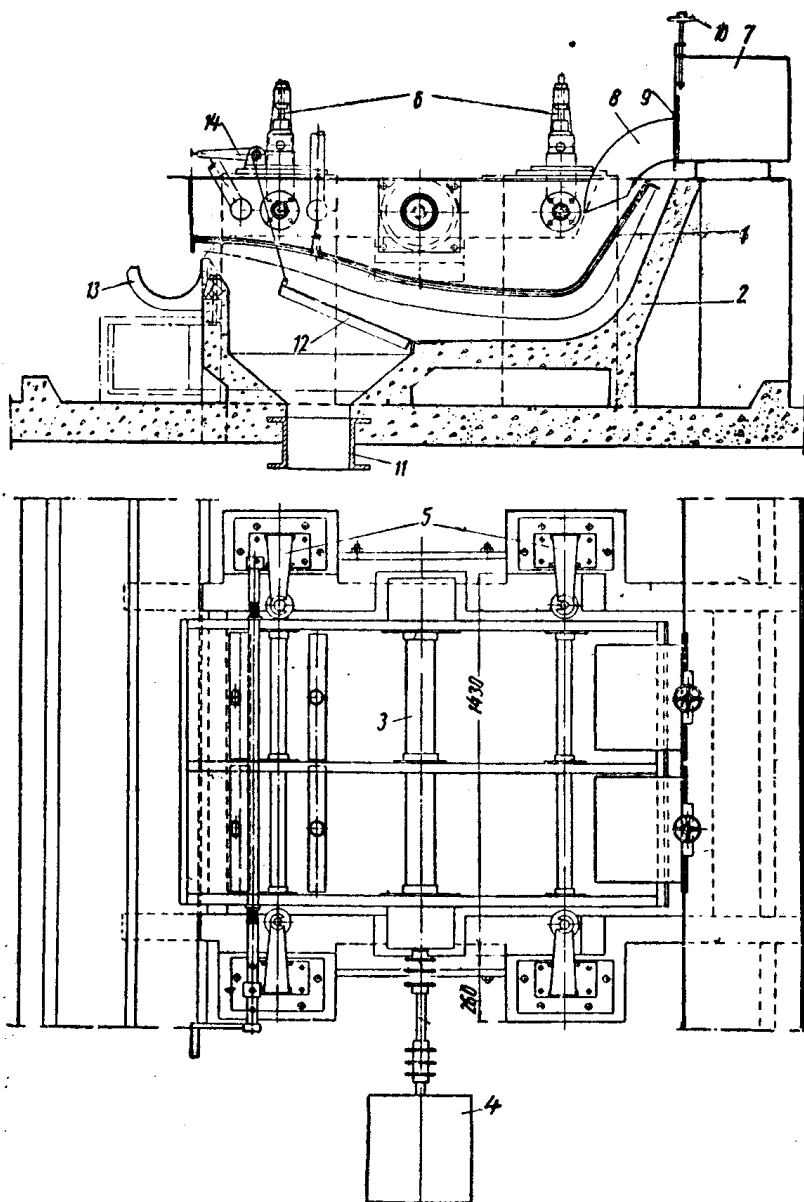


图 4—1 偏重式（詹森式）振动除节机

1—筛框；2—混凝土承浆槽；3—传动机构；4—电动机；5—吊架；
6—弹簧补偿器；7—流浆槽；8—供浆道；9—闸板；10—手轮；11—
排浆管；12—浆位调整板；13—木节出口；14—把手

可。

操作时，浆料是沿流浆槽7，通过閘板9，由供浆道8进入除节机。利用把手14升降調整板12，即可控制篩板上的浆位。篩选后的浆料由槽底排浆管11送至下一个工序；留存在篩板上的木节或篩渣則逐漸排入排渣沟中，再送木节或篩渣处理系統。

二、偏重式振动除节机的振动原理

图4—2所示为偏重式振动除节机所采用振动机构的工作原理示意图。电动机带动轉軸使其进行高速回轉；此时，偏重飞輪产生很大的离心力，使悬吊篩框的弹簧受到不同程度的拉伸，从而带动篩框的上下振动。

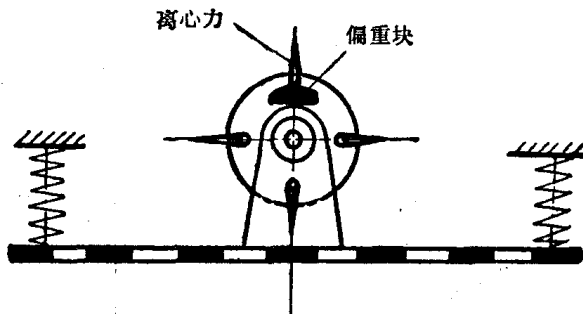


图4—2 偏重式振动机构工作原理图

振动机构的振幅和振动軌迹是由离心力的大小而形成。为达到此一目的，在轉軸兩端的偏重飞輪上均裝置有配重块，并設法使其有一定的調节范围，以便必要时改变振幅。图4—3所示为简单的偏重裝置示意图。如图所示，飞輪1的原有偏重重心位于飞輪盘体的下方，与此重心相对成 180° 之处，开有一个长方形孔。在长方孔的兩側，裝有兩块配重块2，以螺栓3固定在飞輪輻盘上。当配重块随着飞輪的回轉而轉动时，可能因离心力的作用而发生滑动；为防止这种情况的发生，长方孔的兩面和配重块底面均制成鋸齒紋，使其相互結合。如有必要改变除节机的振

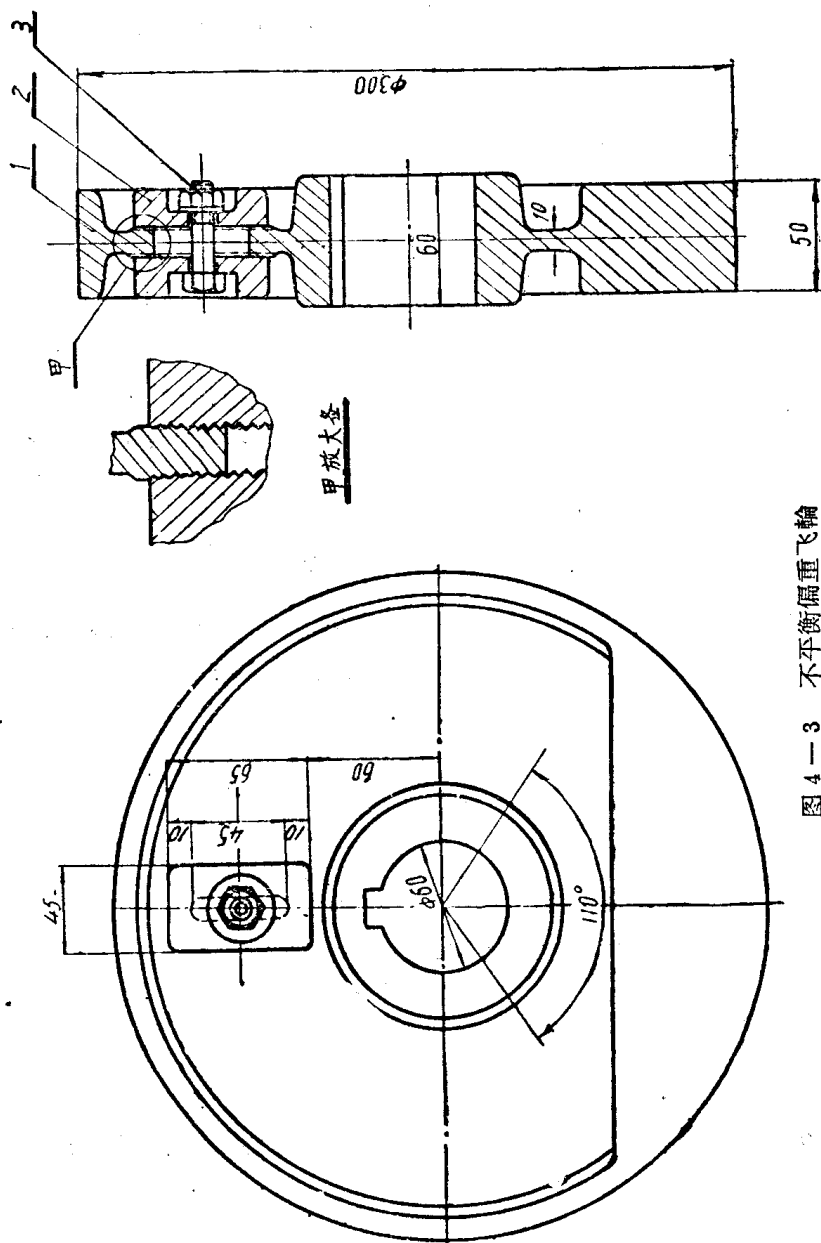


图 4—3 不平衡偏重飞轮

幅，可在长方孔内移动配重块，变动配重块重心和轉軸的偏心距，从而改变整个飞輪的离心力作用，进而調整振动的軌迹。

表 4—1 为偏重式振动除节机的設備特征，可供参考。

表 4—1 偏重式（詹森式）振动除节机設備特征

生产能力	(吨/24小时)	60
篩板規格	(长×寬, 毫米)	1,000×1,800
篩孔規格	(毫米)	Φ3及Φ6
主軸轉速	(轉/分)	1,430
彈簧規格	(毫米)	Φ8/Φ52×232 及Φ18/Φ92×310
电动机功率	(千瓦)	2.8
外廓尺寸	(长×寬×高, 毫米)	2,700×2,713×1,600
設備重量	(公斤)	600

三、偏重式振动除节机的振动分析

偏重式振动除节机的振动原理可借助图 4—4 来解释。当除节机主軸回轉时，偏重式飞輪所形成的离心力为：

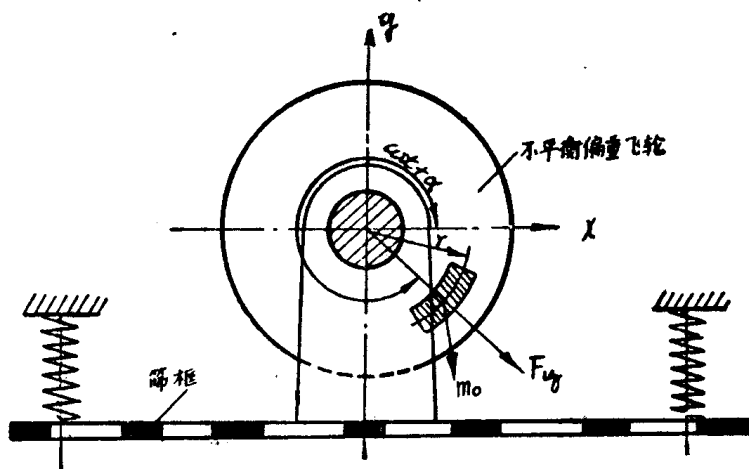


图 4—4 偏重式飞輪离心力分析图

$$F_n = m_o r \omega^2 = \frac{G_o}{g} r \omega^2 = \frac{M}{g} \omega^2 \quad (4-1)$$

式中 F_n ——由偏重飞輪形成的离心力，公斤；

m_o ——偏重飞輪的質量，公斤·秒²/米；

r ——偏重飞輪的重心至回轉軸中心的距离，米；

ω ——偏重飞輪的角速度，秒⁻¹；

M ——不平衡物的动力矩，公斤·米；

g ——重力加速度，9.81米/秒²。

設在 t 秒內，飞輪回轉的角度为 ωt 度，其位置为 $\omega t + \alpha$ ，此时其离心力在 X 軸及 Y 軸的分力为：

$$F_x = F_n \cos(\omega t + \alpha) \quad \text{公斤} \quad (4-2)$$

$$F_y = -F_n \sin(\omega t + \alpha) \quad \text{公斤} \quad (4-3)$$

为简化計算起見，設由这两个分力所形成的水平和垂直方向的振动，均属无阻尼的振动，則在 X 軸方向的动力方程式为：

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -Z_x C_x + F_n \cos(\omega t + \alpha) \quad \text{公斤} \quad (4-4)$$

而，在 Y 軸方向的动力方程式則为：

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = Z_y C_y - F_n \sin(\omega t + \alpha) + G \quad \text{公斤} \quad (4-5)$$

式中 m ——振动部分的質量，公斤·秒²/米；

x, y ——振动質点在 X, Y 軸的位移，米；

Z_x, Z_y ——水平方向弹簧和垂直方向弹簧的数目；

C ——弹簧的刚度，公斤/米；

G ——振动部分的重量，公斤。

上列方程式为常系数綫性二阶方程，解之可得 x 及 y 值，即：

$$x = a \sin(k_1 t + \beta') + \frac{F_n}{m(k_1^2 - \omega^2)} \cos(\omega t + \alpha) \quad (4-6)$$

$$y = \frac{G}{k_2^2} = a' \sin(k_2 t + \beta') + \frac{F_n}{m(k_2^2 - \omega^2)} \sin(\omega t + \alpha) \quad (4-7)$$

式中 a, a' ——积分常数。在此处的实际意义为自由振动的振幅；

k_1, k_2 ——自由振动的周期，即频率；

$$k_1 = \sqrt{\frac{Z_x C_x}{m}}; \quad k_2 = \sqrt{\frac{Z_y C_y}{m}};$$

β, β' ——积分常数，在此处的实际意义为初相角。

由此可见，在X轴或Y轴上的振动均由自由振动和受迫振动组成。当振动频率较高时，则主要的作用是受迫振动，而自由振动居于次要地位。因此，上式中自由振动部分可略去不计；是则：

$$x = \frac{F_n}{m(k_1^2 - \omega^2)} \cos(\omega t + \alpha) \quad (4-8)$$

$$y - \frac{G}{k_2^2} = \frac{F_n}{m(k_2^2 - \omega^2)} \sin(\omega t + \alpha) \quad (4-9)$$

此即为除节机沿两个相互垂直方向的谐振动。如将上列两个方程的左方及右方各予以平方，并将其互加，则可得合成振动，即：

$$\left(\frac{x}{\frac{F_n}{m(k_1^2 - \omega^2)}} \right)^2 + \left(\frac{y - \frac{G}{k_2^2}}{\frac{F_n}{m(k_2^2 - \omega^2)}} \right)^2 = 1 \quad (4-10)$$

方程式(4-10)为椭圆曲线方程式，因此可以认为：除节机在振动时，其机体上的任何一点都是按椭圆形的轨迹运动着，

椭圆形轨迹的两个轴则为 $\frac{F_n}{m(k_1^2 - \omega^2)}$ 和 $\frac{F_n}{m(k_2^2 - \omega^2)}$ 。

方程式中 k_1 和 k_2 的数值，是由弹簧的数量和性质来决定。如所用弹簧，在数量上与性质上都是一致的，则 $k_1 = k_2 = k$ 。如是，方程式(4-10)又可写为：

$$x^2 + \left(y - \frac{G}{k^2}\right)^2 = \left[\frac{F_n}{m(k^2 - \omega^2)} \right]^2 \quad (4-11)$$

方程式(4-11)属圆形方程式。因此,可以認為:如除节机配置的弹簧数量和性質是相同的,則其机体上任何一点的运动軌迹为圆形,圓形的半径为 $\frac{F_n}{m(k^2 - \omega^2)} = c$, 而 c 即为振幅。

如振动頻率极高时,則由于 ω^2 值較 k^2_1 或 k^2_2 都要大得多,因此 k^2_1 和 k^2_2 都可以略去不計。为此,方程式(4-11)又可写成:

$$x^2 + \left(y - \frac{G}{k^2_2}\right)^2 = \frac{F_n^2}{m^2 \omega^4} = \left(\frac{M}{G}\right)^2 \quad (4-12)$$

方程式(4-12)仍属圆形方程式,其半径(即振幅 c)为 $\frac{M}{G}$ 。

由上述分析所得結果,可以認為:偏重式除节机在工作时,实际上是循着一个圆形軌迹运动着。因此,在考虑除节机的結構上,只要限制其在水平方向的运动,并利用弹簧促使在垂直方向发生振动,即可保証除节机的正常工作。

四、偏重式振动除节机的动力矩

在一定的振动頻率的情况下,改变除节机的动力矩可以調整其振幅。因此,正确了解动力矩的作用的重要性是完全必要的。

为簡化計算起見,設:

1. 除节机振动部分的重力影响不予計算;
2. 豎向和橫向弹簧,假定是一样的;
3. 略去自由振动的影响。

由公式(4-8)及(4-9),可得下列近似式:

$$a_x = \frac{d^2x}{dt^2} = c\omega^2 \cos(\omega t + \alpha) \quad (4-13)$$

$$a_y = \frac{d^2y}{dt^2} = e\omega^2 \sin(\omega t + \alpha) \quad (4-14)$$

式中 a_x, a_y ——沿X軸及Y軸的加速度，米/秒²；

$$e \text{——振幅, } e = \frac{F_n}{m(k^2 - \omega^2)} \text{ 米。}$$

因此，总加速度为：

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = e\omega^2 \text{ 米/秒}^2 \quad (4-15)$$

而，在这个情况下的振动力P应为：

$$P = ma = me\omega^2 \quad \text{公斤}$$

式中 m ——振动部分的质量，公斤·秒²/米。

如略去在振动过程中施于弹簧使其受压或伸延的力不計，則可認為振动力与振动装置所形成的离心力是相等的，即：

$$P = F_n$$

$$\text{或} \quad me\omega^2 = m_o r \omega^2$$

$$\text{即} \quad me = m_o r = \frac{Ge}{g} = \frac{G_o r}{g} = \frac{M}{g}$$

$$\text{或} \quad Ge = G_o r = M \quad (4-16)$$

式中 M ——振动装置不平衡物体的动力矩，公斤·米；

G_o ——不平衡物体的重量，公斤；

G ——除节机振动部分的重量，公斤。

五、偏重式振动除节机的功率

偏重式振动除节机所需功率，主要消耗于克服軸頸和軸承之間的摩擦及振动所需的功能。

克服軸頸和軸承之間的摩擦，所需功率为：

$$N_1 = \frac{A_n}{60 \times 102} \quad \text{千瓦} \quad (4-17)$$

式中 A ——振动装置主軸每回轉一周所产生的摩擦功，公斤·米；

n ——振动装置主軸的轉速，轉/分。

但 $A = \mu F_n \pi d$ 公斤·米

而 $F_n = m_o r \omega^2 = \frac{G_o}{g} r \frac{\pi^2 n^2}{900} \approx \frac{Mn^2}{900}$ 公斤

式中 d ——軸頸直径，米；

μ ——摩擦系数，視軸承型式而定。滑動軸承， $\mu = 0.06 \sim 0.2$ ；滾珠軸承， $\mu = 0.002 \sim 0.008$ ；滾柱軸承， $\mu = 0.01 \sim 0.04$ 。

因此， $A = \frac{\mu Mn^2 \pi d}{900}$

亦即， $N_1 = \frac{\mu Mn^3 \pi d}{900 \times 60 \times 102} \approx \frac{\mu Mn^3 d}{1750000}$ 千瓦 (4-18)

使除节机发生振动所需功率，可根据同理进行推算，即：

$N_2 = \frac{Gn^3 e^2}{7300000} = \frac{Mn^3 e}{7300000}$ 千瓦 (4-19)

为此，除节机所需电动机的功率为：

$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta} \approx \frac{(2\mu d + e) Mn^3}{7300000 \eta}$ 千瓦 (4-20)

式中 η ——传动效率，一般可采用0.90~0.95。

第二节 立式离心除渣机

一、立式离心除渣机的工作原理

在生产高級紙張的造紙車間，往往設有立式离心除渣机，借賴离心力的作用，从紙漿中分离出矿物或金属性質的雜質粒子。

任何物質在回轉运动中都会产生一定的离心力；离心力的大小主要决定于回轉速度、回轉半径和物質本身的質量。为便于說明立式离心除渣机的工作原理起見，設进入除渣机的漿料及其含有的雜質均具有相同的回轉速度和回轉半径，而漿料中的纖維和

雜質的粒度形狀又是大致相同，則可以認為：

$$\frac{F}{F_1} = \frac{V\gamma_2 - V\gamma_1}{V\gamma_3 - V\gamma_1} = \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{\gamma_3 - \gamma_1}$$

式中 F ——礦物及金屬等雜質粒子在回轉運動中所形成的離心力，公斤；

F_1 ——漿料纖維在回轉運動中所形成的離心力，公斤；

V ——纖維、礦物或金屬雜質等粒子的單位體積，米³；

γ_1 ——水的重度，公斤/米³；

γ_2 ——礦物或金屬雜質的重度，公斤/米³；

γ_3 ——纖維的重度，通常可採用1560公斤/米³。

礦物雜質的重度約為2700公斤/米³，而金屬雜質的重度約為7800公斤/米³。代入上式中，可見 F/F_1 的離心力值為3~12。由此可見，在立式離心除渣機中，借賴離心力的作用分離纖維與雜質，是有顯著效果的。

二、立式離心除渣機的結構

立式離心除渣機具有一個鑄鐵制成的圓柱形機體1（圖4—5），機體上設有與機體同一中心的環形輸漿槽2，為防止輸漿槽因生鏽而沾污漿料，可在槽內衬一層橡膠，機體內設有電動機3。電動機通過立軸直接驅使黃銅或青銅制成的塔形圓筒4和5的回轉。漿料由進漿口6流至安裝在圓筒5內的分漿盤8；此時由於分漿盤攪拌葉輪7的作用，漿料被拋入圓筒5的內壁，然後沿着環形梯級向下移動，轉入圓筒4中，再沿圓筒4的梯級上升，經出口12，進入輸漿槽2而排出。漿料進入或排出都是沿切綫進行。

在上述運行路綫的過程中，漿料中重度較大的砂粒及金屬雜質受離心力的作用，而被隔離在9、10和11幾塊隔板之間；重度

极小的杂物（例如树皮、泡沫等）则集中在浆料的表面，在出口处再利用刮除器将其去除。积存在圆筒内各个隔板间的杂质，则在停机清洗时由内圆筒底部的排污孔13排出。

立式离心除渣机虽具有良好的除砂效果，但其生产能力一般均较低（见表4—2），且又必需定期停机清扫（通常是每班最少一次）。因此，其使用范

围目前多限于处理高级浆料，而且在选用时，往往是以数台除渣机并联成为一组（图4—6），每组均有一台备用除渣机，以便及时清除沉积杂质，而又不致影响造纸机的正常生产。同时由于转子的惯量相当大，为了减少经常停机的时间，需在转轴上装一个掣动器，以供急刹车之用。

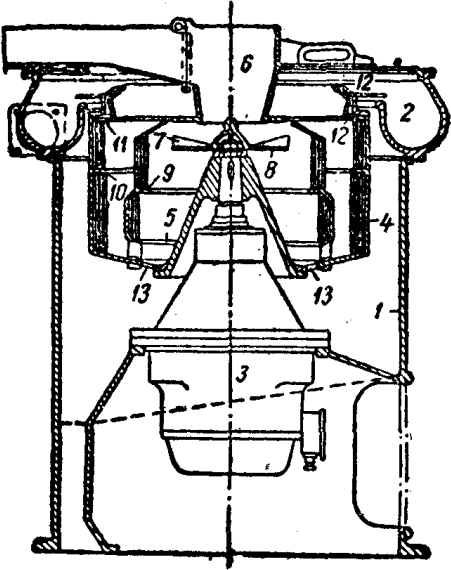


图4—5 立式离心除渣机简图

表4—2 立式离心除渣机的设备特征

规格 (毫米)		浆料浓度 (%)	生产能力 (公斤绝干浆量/时)	电动机功率 (千瓦)
直径	高度			
1,380	1,600	1.0	600	10
950	1,400	1.0	300	4
700	1,170	1.0	100	1.7

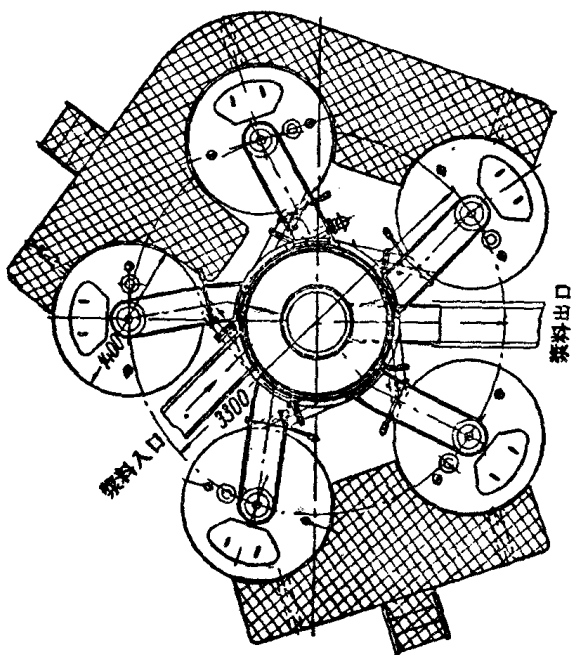
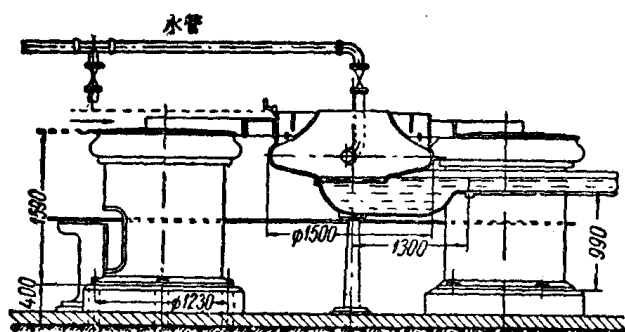


图 4—6 五台立式离心除渣机并联使用的布置图

三、立式离心除渣机的功率

立式离心除渣机所需电动机功率应分别就启动及正常运转两种情况进行考虑。

在启动除渣机时，必須賦予一定的功，以克服除渣机全部轉动部分的慣性，使其由靜止状态而轉为正常速度的运动。設正常運轉速度要求达到 v 米/秒，則机体的单元質量 dm 由靜止状态到正常運轉速度所完成的功 dA 应为：

$$dA = \frac{v^2}{2} dm = \frac{R^2 \omega^2}{2} dm \quad \text{公斤} \cdot \text{米}$$

式中 R ——机体外圓筒的半径，米；

ω ——机体的運轉角速，秒 $^{-1}$ 。

因此，整个机体的轉动部分所完成的功应为：

$$A = \int \frac{R^2 \omega^2}{2} dm = \frac{\omega^2}{2} \int R^2 dm$$

但， $\int R^2 dm = I$

式中 I ——轉动物体的轉动慣矩。

$$\text{因此，} A = \frac{I \omega^2}{2} = \frac{I}{2} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \approx \frac{I n^2}{180} \text{ 公斤} \cdot \text{米}$$

設机体轉动部分的質量是集中在圓筒的圓周上，則：

$$I = m R^2 = \frac{G}{g} R^2$$

式中 G ——机体轉动部分的重量，公斤；

g ——重力加速度，9.81米/秒 2 。

因此，为使圓筒产生角速度 ω 所需的功应为：

$$A_1 = \frac{G}{g} R^2 \frac{n^2}{180} \quad \text{公斤} \cdot \text{米} \quad (4-21)$$

在操作中，通常是使除渣机內充滿清水，再启动机体，使达到正常運轉速度，再送入浆料。因此，启动机体时，又必需同时考虑到克服这一部分液体的慣性。

液体单元体积的質量可由图 4—7 来理解作为：

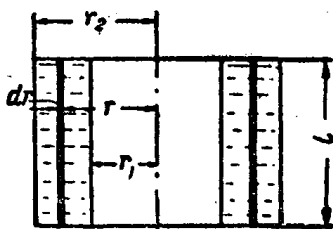


图 4-7 机体内液体情况示意图

$$dm = \frac{\gamma}{g} dV = 2\pi l \frac{\gamma}{g} r dr$$

式中 dm ——液体单元体积的质量, 公斤·秒²/米;

γ ——液体的重度, 公斤/米³;

g ——重力加速度, 9.81米/秒²;

dV ——液体单元体积, 米³;

r ——液体在机体圆筒内所占的半径, 米;

l ——液体在机体圆筒内所占的高度, 米。

而, 液体单元体积的转动惯矩为:

$$dI_1 = r^2 dm = 2\pi l \frac{\gamma}{g} r^3 dr$$

因此, 全部液体的转动惯矩应为:

$$I_1 = \int_{r_1}^{r_2} dI_1 = \frac{2\pi l \gamma}{g} \int_{r_1}^{r_2} r^3 dr = \frac{2\pi l \gamma}{g} \left(\frac{r_2^4 - r_1^4}{4} \right)$$

为此, 赋予机体圆筒内液体使其达到回轉角速度 ω 的功应为:

$$\begin{aligned} A_2 &= \frac{I_1 \omega^2}{2} = \frac{2\pi l \gamma}{g} \left(\frac{r_2^4 - r_1^4}{4} \right) \frac{l}{2} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \\ &\approx \frac{n^2 l \gamma}{1140} (r_2^4 - r_1^4) \text{ 公斤} \cdot \text{米} \quad (4-22) \end{aligned}$$

因此, 启动除渣机应需的总功量为:

$$A = A_1 + A_2 = \frac{G n^2 R^2}{180g} + \frac{n^2 l \gamma}{1140} (r_2^4 - r_1^4) \text{ 公斤} \cdot \text{米} \quad (4-23)$$

而, 启动除渣机所需的电动机功率则为:

$$N = \frac{A}{102t\eta} \text{ 千瓦} \quad (4-24)$$

式中 t ——启动时间，一般可采用 2~4 秒；

η ——传动效率，一般可采用 0.90~0.95。

在除渣机的正常运转中，其功率的消耗，主要在于由分浆盆将浆料送到外圆筒的内壁，以及将浆料排出机体。

在分浆盆内，单位重量浆料受离心力的作用，沿半径 dr 移动而完成的功为：

$$dA' = Fdr = \frac{1}{g} \omega^2 r dr \quad \text{公斤} \cdot \text{米}$$

式中 F ——浆料所受离心力，公斤。

因此，将单位重量浆料送到外圆筒内壁所完成的功应为：

$$A' = \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{g} \omega^2 r dr = \frac{\omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2) \quad \text{公斤} \cdot \text{米}$$

式中 r_1 ——浆料进入圆筒处的半径，米；

r_2 ——外圆筒的半径，米。

如除渣机每秒鐘处理浆料为 G 公斤，则：

$$N' = \frac{G\omega^2}{2g} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{102} \approx \frac{G(v_2^2 - v_1^2)}{2000} \quad \text{千瓦} \quad (4-25)$$

而将浆料排出除渣机机体所耗的功率应为：

$$N'' = \frac{Gv_y^2}{102 \times 2g} \approx \frac{Gv_y^2}{2000} \quad \text{千瓦} \quad (4-26)$$

式中 v_y ——浆料的排出速度，米/秒。 $v_y = r_B \omega$ ， r_B 为出口处的半径。

为此，在正常运转时，除渣机所需电动机总功率为：

$$N_1 = \frac{N' + N''}{\eta_1 \eta_2} = \frac{G(v_2^2 - v_1^2 + v_y^2)}{2000 \eta_1 \eta_2} \quad \text{千瓦} \quad (4-27)$$

式中 η_1 ——传动效率，一般可采用 0.9~0.95；

η_2 ——浆料的阻力损失，一般可采用 0.7~0.8。

四、立式离心除渣机圓筒部分的强度計算

在計算立式离心除渣机圓筒部分的强度时，必須考虑到由于其本身的回轉而产生的离心力作用，以及圓筒內液体所施予的压力。

在除渣机圓筒部分的内部，由于圓筒本身的回轉而形成的离心力，对圓筒內壁所施的应力为：

$$\sigma_1 = \gamma \frac{v^2}{g} \text{ 公斤/米}^2 = \frac{\gamma v^2}{10000g} \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (4-28)$$

式中 σ_1 ——圓筒內壁所受应力，公斤/厘米²；

γ ——制成圓筒的材料的重度，以黃銅为例， $\gamma = 8500$ 公斤/米³；

v ——圓筒的綫速度，米/秒；

g ——重力加速度，9.81米/秒²。

另外，在运轉过程中，圓筒內液体所产生的单元离心力为：

$$dF = r\omega^2 dm$$

而

$$dm = \frac{\gamma}{g} df dr$$

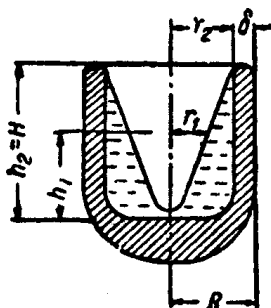


图 4—8 圓筒內液体情况示意图

式中 dm ——液体的单元質量，公斤·秒²/米；

df ——圓筒內壁的单元面积，米²；

dr ——半径的微增值，米；

γ ——液体的重度，公斤/米³。

据此，由图 4—8 可見，液体对圓筒內壁的压力应为：

$$dP = \frac{dF}{df} = \frac{\gamma}{g} \omega^2 r dr$$

$$\begin{aligned} \text{即, } P &= \int_{r_1}^{r_2} dP = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{2} \\ &= \frac{\gamma}{2g} (v_2^2 - v_1^2) \end{aligned}$$

式中 v_1, v_2 ——液体在圆筒内的内外圆周线速度，米/秒。

上述公式如除以 γ ，则可得液体在圆筒内形成的静压的高度差，即

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = h_2 - h_1 \text{ 米}$$

此一高度差即为液体在圆筒内可能上升的高度。

圆筒底部为受压最大之处，而在圆筒底部 $h_1 = 0$ ， $v_1 = 0$ ， $h_2 = H$ ，故：

$$P_{\max} = \frac{\gamma v_2^2}{2g} \text{ 公斤/米}^2$$

因此，圆筒内壁所受的最大应力为：

$$\sigma_2 = \frac{P_{\max} \cdot r_2}{\delta} \text{ 公斤/米}^2 = \frac{P_{\max} \cdot r_2}{10000\delta} \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (4-29)$$

式中 δ ——圆筒壁的厚度，米。

为此，圆筒内壁所受的容许应力为：

$$[\sigma]_p = \sigma_1 + \sigma_2 \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (4-30)$$

式中 $[\sigma]_p$ ——容许应力。以黄铜制圆筒为例，

$$[\sigma]_p = 600 \text{ 公斤/厘米}^2。$$

第三节 平板筛浆机

一、平板筛浆机的结构

图 4—9 所示为平板筛浆机的结构图。长方形木箱 1 是放置

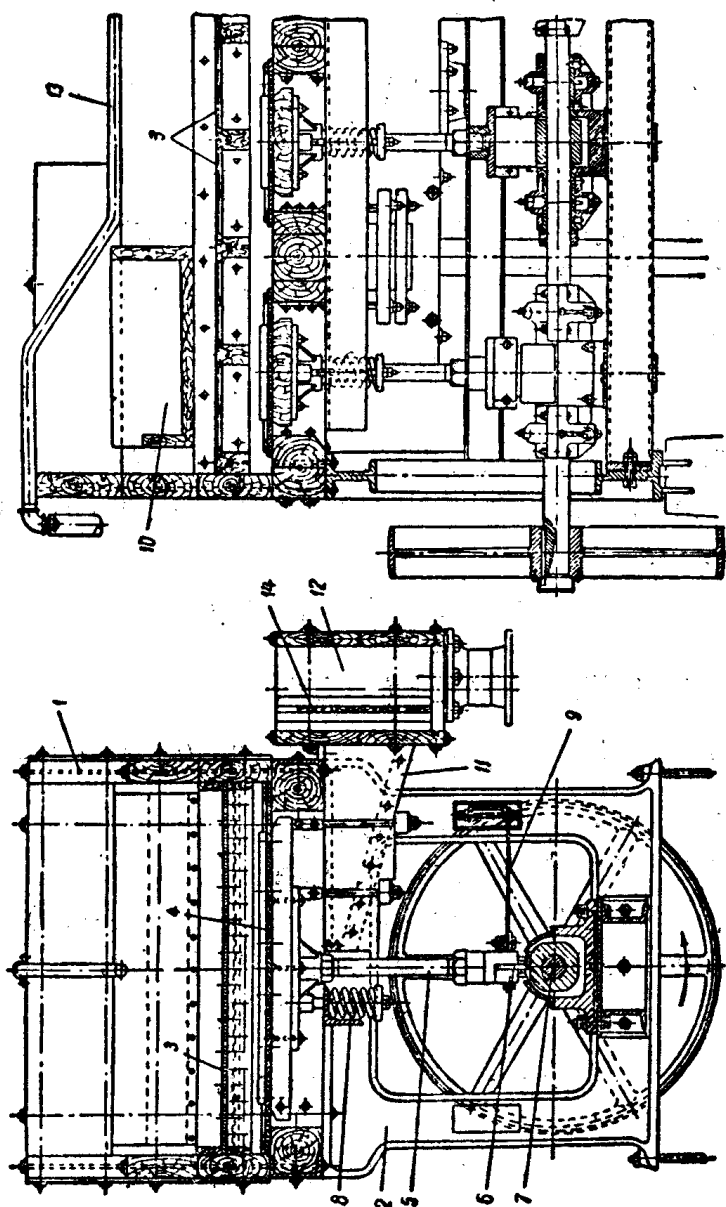


图 4—9 平板篩浆机

在两个鑄鉄机架 2 上；篩板 3 則安装在木箱內。篩板的数量通常为 4、6、8、12 块或 14 块，篩板表面有多个窄长細篩，供篩选紙浆用。在木箱底面，装設橡胶板 4；并在篩板与橡胶板之間，每隔两块篩板，設有一道橫向木梁，构成一个小工作室。在橡胶板下，又装有一根垂直的振动杆 5。振动杆的上端装有木板，与橡胶板接触着；另一端則配有撞头 6，与安装在传动軸 7 上的凸輪表面接触着。为經常保持撞头与凸輪表面紧密接触，在振动杆和撞头上又分別装有卷簧 8 和板簧 9。板簧同时又有防止撞头发生偏移的作用。

表 4—3 所示为 12 块篩板的平板篩浆机設備特征，可供参考。

表 4—3 12 块篩板的平板篩浆机設備特征

生产能力 (吨/24 小时)	7~9
漂白浆	5~6
未漂浆	12
篩板数量	1,100 × 305 × 8
篩板規格 (长 × 寬 × 厚) (毫米)	0.4
篩縫寬度 (毫米)	65
篩縫长度 (毫米)	0.28~0.33
进浆浓度 (%)	5
振幅 (毫米)	600
振次 (次/分)	4.5
功率 (千瓦)	5,500
設備重量 (公斤)	

平板篩浆机通常是布置在沉砂盘之后，以便首先去除浆料中砂粒等杂质，再在篩浆机中进行篩选。

操作时，首先往沉砂盘內送入清水，并使清水流入平板篩浆机，直至充滿篩浆机篩板下的小室。启动电动机，使主軸轉动，并驅使橡胶板随着振动杆的跳动而振动。此时即可将浆料送入沉砂盘 10 中，使浆料經過沉砂盘后，进入篩浆机的篩板上；或直接

將漿料送入篩漿機。在此同時，調節各個工作室排漿道11的閘門14，從而調節篩板上漿料的水位高度。漿料則由於篩板的振動以及漿位高度的作用，通過篩縫進入工作室，經排漿口，越過閘門14而匯集於輸漿道12，再流送至下一個工序。

在篩漿機上，橫貫其寬度，安裝有1~2根噴水管13，噴水管直徑為38~50毫米。利用噴水管不斷噴水，以促進纖維的分离，并稀釋漿料。

二、平板篩漿機主要構件的結構

(一)篩板 篩板可用青銅板制成，其規格一般為1100×305×8毫米。近年來，也有採用不銹鋼板制成，不銹鋼板厚度為2毫米。篩板上具有很多狹長的篩縫，其長度一般約為65~150毫米，而篩縫寬度則為0.15~0.75毫米。篩縫的大小主要視工藝操作要求而定。例如，在造紙工段採用的平板篩漿機，一般均採用具有0.25~0.30毫米寬的篩縫的篩板。而在制漿車間精選工段採用的平板篩漿機，則可能採用具有0.40~0.75毫米篩縫的篩板。篩板上的篩縫可為縱向排列，也可為橫向排列；而橫向排列的篩縫又可分為兩排、三排或四排。常見的篩板多為兩行橫向排列。

篩板質量的優劣直接影響到平板篩漿機的篩選效果，因此應特別注意加強篩板的製造工藝。

根據篩板的規格要求，將銅板加工成為長方形，並為便於安裝起見，將其斷面切成梯形。同時，又將其表面治平，並進行退火，退火溫度為650°C，在砂中保溫12小時。然後即進行篩縫的加工。篩縫可通過兩個工序銑出。首先在篩板的背面，用粗銑刀銑出一道深溝，並使其按單縫銑出（圖4—10a）或雙縫銑出（圖4—10b）。粗銑刀應為圓頂或梯形頂的，銑溝的深度一般在5毫米左右。此一加工工序完成後，即用尖細銑刀根據篩縫大小的要求銑出篩縫。兩道工序全部完成後，用布輪打磨篩板表面和后面的縫溝，去除篩縫和縫溝附近可能存在的針刺。至此，篩板即可供

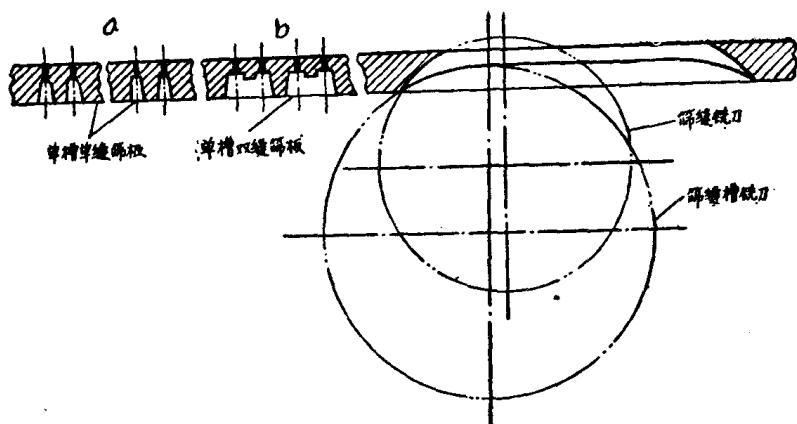


图 4—10 筛板銑縫示意图

安装用。

(二) 撞头 如图 4—11所示，撞头实质上是一个鑄鉄制的夹具，其上部与振动杆連接着，后侧与板簧相連。为使撞头在工作时不致损坏凸輪，夹具底面嵌有足木，并利用斜垫鉄調整足木的高低。足木直接与安装在传动軸上的凸輪接触，并随着凸輪的回轉而使振动杆与撞头发生上下移动，从而使橡皮板发生振动。

(三) 凸輪 凸輪是一个鑄鉄制成的稜柱体，在其周边上有四个凸緣（图 4—12）。撞头的足木与凸輪接触，并沿着凸稜的曲面而产生振动。根据篩浆机具有的篩板数量，在其主軸上安装有 2~4 个凸輪。凸輪是以鍵固定在主軸上，为使主軸工作时負荷均匀和收到良好的篩选效果，其鍵槽的位置必須使凸輪的回轉能导致橡胶板順次交替振动。以 4~8 块篩板的平板篩浆机为例，其主軸一般配有两个凸輪，凸輪的鍵槽应偏移 45° 。又以 10~14 块篩板的平板篩浆机为例，主軸一般均配有 3~4 个凸輪。当主軸配有三个凸輪时，各个凸輪的位置应偏移 30° ；而当主軸配有四个凸輪时，則各个凸輪的位置应偏移 $22^\circ 30'$ 。

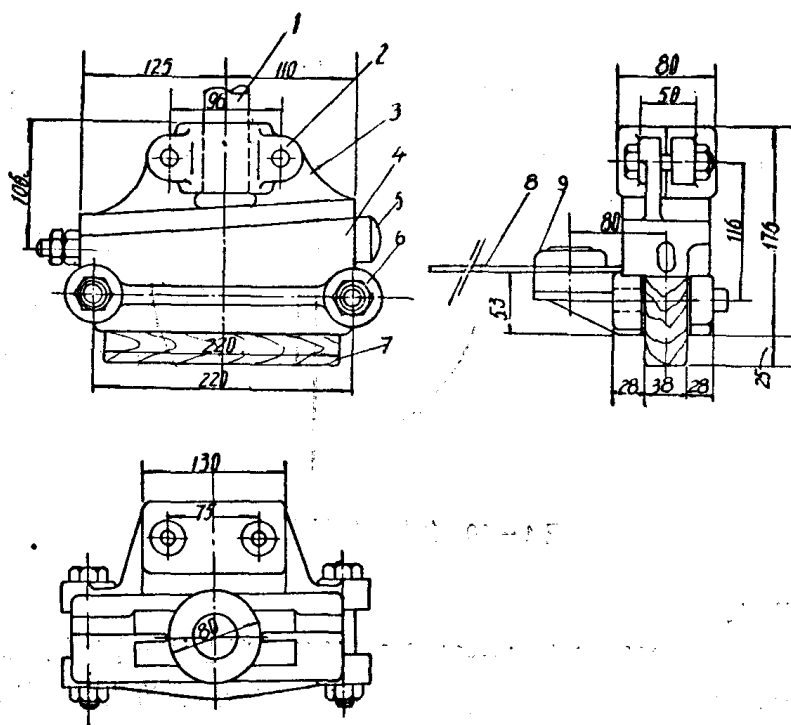


图 4-11 撞头结构图

1—振动杆；2—压盖；3—夹具；4—夹具压板；5—斜垫铁；
6—紧固螺栓；7—足木；8—板簧；9—弹簧压板

主軸的轉速一般为125~150轉/分，因此平板篩漿机的振動頻率為每分鐘500~600次。凸輪的振幅一般为5~8毫米。

三、平板篩漿机的功率

平板篩漿机所需电动机的功率主要消耗于：

1. 克服弹簧弯曲的刚性；
2. 克服撞头的足木和凸輪之間的摩擦；
3. 克服軸承的摩擦。

(一) 克服弹簧弯曲的刚性的功率 在工作中，为保証撞头

在最低位置时仍能与凸輪表面接触，則必須維持下式所示关系：

$$P_{11} = G - Cf_0 \geq 0 \quad \text{公斤} \quad (4-31)$$

式中 P_{11} ——撞头在最低位置上施于凸輪的压力，公斤；

G ——振动部分（包括篩浆机的全部振动部分及浆料）的重量，公斤；

C ——弹簧（包括卷簧和板簧）的刚性系数，公斤/厘米；

f_0 ——弹簧向下的挠度（图4—13），厘米。

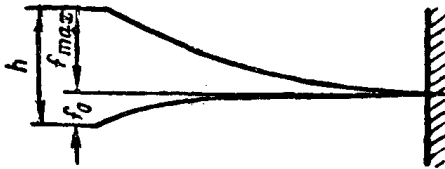


图4—13 弹簧弯曲示意图

同样，为保证弹簧在最高位置时仍能与凸輪表面接触，則又必須維持下式所示的关系：

$$P_B = G + Cf_{max} - F_{max} \geq 0 \quad \text{公斤} \quad (4-32)$$

式中 P_B ——撞头施于凸輪表面的压力，公斤；

f_{max} ——弹簧向上的挠度（图4—13），厘米；

F_{max} ——慣性力的最大值，公斤。

如前所述，凸輪的周边有四个凸緣，而凸輪的表面曲綫又为近似正弦曲綫，則撞头在工作中的位移 S 、移动速度 v 和加速度 a 的关系应为：

$$S = R \sin \omega' t \quad \text{厘米}$$

$$v = \frac{ds}{dt} = R \omega' \cos \omega' t \quad \text{厘米/秒}$$

$$a = \frac{d^2s}{dt^2} = -R \omega'^2 \sin \omega' t \quad \text{厘米/秒}^2$$

式中 R ——正弦曲綫的半径，相当于偏心率，即 $R = \frac{h}{2}$ ，

厘米;

ω' ——振动正弦曲线的相当角速度。凸輪具有四个凸緣, 因此 $\omega' = 4\omega$, 秒⁻¹;

h ——撞头工作时上升的行程, 厘米;

ω ——主軸的角速度, 秒⁻¹。

当撞头是在最高位置时, 加速度的数值达到最大值, 即:

$$\begin{aligned} a_{\max} &= -R\omega'^2 \quad \text{厘米/秒}^2 \\ &= -\frac{h}{2} (4\omega)^2 \\ &= -8h\omega^2 \quad \text{厘米/秒}^2 \end{aligned} \quad (4-33)$$

以 $f_{\max} = h - f_0$ 及 $F_{\max} = -ma_{\max} = 8mh\omega^2$ 代入公式 (4-32) 中, 可得:

$$G + C(h - f_0) - 8mh\omega^2 \geq 0$$

$$\text{即} \quad C \geq \frac{8mh\omega^2 - G}{h - f_0} \quad \text{公斤/厘米}$$

設撞头在最高位置和最低位置时所施予凸輪表面的压力为零, 即:

$$P_H = G - Cf_0 = 0$$

$$P_B = G + C(h - f_0) - 8mh\omega^2 = 0$$

$$\text{或} \quad Ch = 8mh\omega^2$$

$$\text{即} \quad C = 8m\omega^2 \quad (4-34)$$

式中 m ——振动部分 (包括篩浆机全部振动部分及浆料) 的质量, 公斤·秒²/米。

在撞头每升降一次的周期内, 凸輪表面受力的变化情况可由图 4-14 見之。由于撞头上升和下降的高度是相等的, 綜合力的力向又是不变的, 因此, 可以認為: 在撞头上綜合力所作的功在理論上是等于零。但实际的情况并不是这样。当撞头上升时, 耗費于压缩弹簧的功必須大于 $A_0 = P_{CP} \cdot h$; 而当撞头下降时, 則又由于部分损失关系, 由弹簧通过撞头所作的功又应低于 $A_0 = P_{CP} \cdot h$ 。

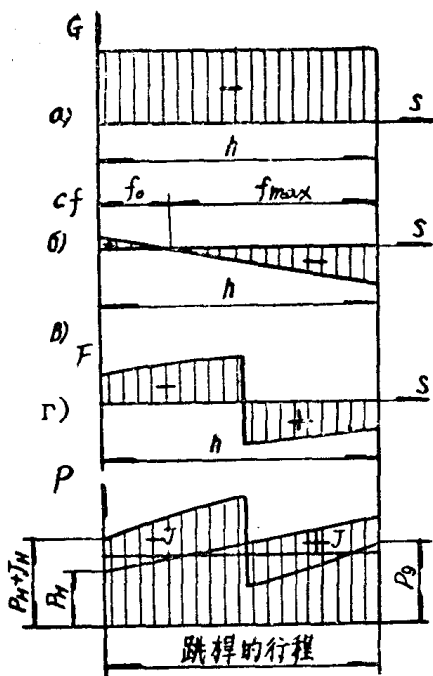


图 4-14 凸轮受力分解图

a—振动部分的重量；G—弹簧的压力；B—惯性力；r—综合力；G—振动部分的重量；Cf—压缩弹簧所施的作用力；F—惯性力；P—合力

式中 P_{CP} 是指撞头与凸轮表面间的平均压力，其体现在弹簧上的数值为：

$$P_{CP} \approx C \frac{f_{max} + f_0}{2} = 4mh\omega^2 \text{ 公斤} \quad (4-35)$$

设撞头做功的效率为 η ，则撞头上升时所耗用的功为：

$$A_1 = \frac{A_0}{\eta} = \frac{P_{CP}h}{\eta} \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

而撞头下降时所作的功为：

$$A_2 = A_0\eta = P_{CP} \cdot h \cdot \eta \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

因此，在一个循环中，由弹簧损失的功为：

$$A = A_1 - A_2 = P_{CP} \cdot h \cdot \left(\frac{1 - \eta^2}{\eta} \right) \text{ 公斤} \cdot \text{厘米} \quad (4-36)$$

设主轴转速为 n 转/分，则克服弹簧弯曲的刚性所耗用功率应为：

$$N_1 = \frac{4Zn}{60 \times 102} \cdot \frac{P_{CP} \cdot h}{100} \left(\frac{1 - \eta^2}{\eta} \right) \approx 6.5 \times 10^{-6} Zn \cdot P_{CP} \cdot h \left(\frac{1 - \eta^2}{\eta} \right) \text{ 千瓦} \quad (4-37)$$

式中 Z ——具有 4 个凸緣的凸輪数量。

(二) 克服撞头足木和凸輪間的摩擦所需功率 其耗用功率
应为:

$$N_2 = \frac{P_{CP} \mu_1 v_{CP} \cos \alpha_{CP}}{102} \text{ 千瓦} \quad (4-38)$$

式中 α_{CP} ——撞头与凸輪表面的接触点上的切綫与水平綫
交角的平均值, 度;

μ_1 ——撞头与凸輪表面間的摩擦系数, 一般取
0.25~0.3;

v_{CP} ——凸輪表面的平均速度, 米/秒。

而 $v_{CP} = \frac{\text{凸輪表面的周长}}{\text{凸輪每回轉一周所需時間}}$

(三) 克服軸承的摩擦所需功率 克服軸承摩擦所耗用功率
为:

$$N_3 = \frac{(P_{CP} + G_B) \mu \pi d n}{60 \times 102}$$

$$\approx \frac{(P_{CP} + G_B) \mu d n}{2000} \text{ 千瓦} \quad (4-39)$$

式中 μ ——軸承的摩擦系数。平板篩漿机多采用油环滑动
軸承, 其摩擦系数可取 0.15~0.20;

G_B ——传动主軸和联軸器或皮帶輪的总重量, 公斤;

d ——軸頸的直径, 米。

因此, 平板篩漿机所需电动机的功率为:

$$N = \frac{\sum_1^3 N_j}{\eta} \text{ 千瓦} \quad (4-40)$$

式中 η ——传动效率, 一般取 0.93~0.95;

N_j ——各部所耗的功率, 千瓦。

第四节 离心式筛浆机

一、亚牟式圆筛

图4—15所示为亚牟式圆筛的结构示意图。外壳是由两个机座侧盖和一个外圆筒组成。机座一般采用磷青铜制造。外圆筒的前后有两个开口，工作时开口用两块不锈钢板封闭。在外圆筒内部装设一个圆筒形筛板，筛板是由两块磷青铜或不锈钢板制成，以不锈钢铆钉安装在两个半圆筒形的磷青铜框架上。在筛框对半的接口处加工一道沿轴向相衔接的错口，以防止操作时浆料从接合处流出。筛板上钻有筛孔，孔径根据筛浆工艺操作要求而定，一般为0.9~3.7毫米。筛板表面和筛孔都必须保持光洁，以保证生产的顺利进行。安装筛板时，外圆筒自开口处将筛板缓缓地顺着

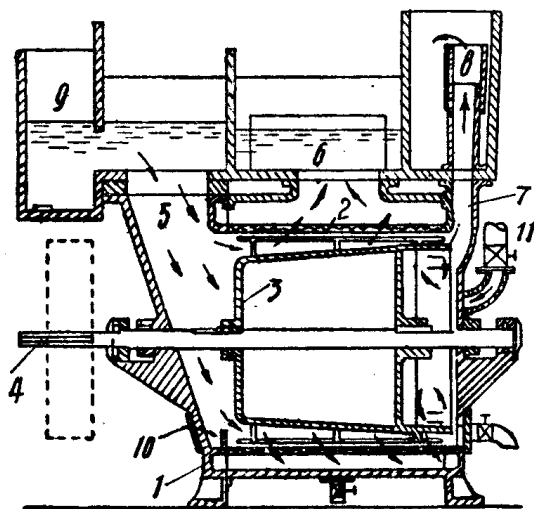


图4—15 亚牟式圆筛

1—机架与外壳；2—圆筒筛；3—转鼓；4—转轴；5—浆料入口；6—细浆出口；7—浆渣出口；8—浆渣排出口控制器；9—浆道；10—沉砂口；11—高压水进口

圓弧轉入外圓筒之內，然后用螺栓將篩板結合起來，并緊固在側蓋的圓環上。

圓篩內部裝有一個圓錐的轉鼓；轉鼓安裝在圓篩的轉軸上，而轉軸則支承在機座側蓋的兩個滾動軸承上，由電動機通過三角膠帶和皮帶輪帶動。轉鼓的轉數一般為230~280轉/分，為防止漏漿，在轉軸穿入側蓋之處用填料密封。

轉鼓的表面有3~6個葉子（圖4—16），順着小頭到大頭向后斜裝在轉鼓錐面上。葉子的斷面見圖4—17所示。葉子背面向下傾斜成流綫形曲面；前頭厚而高聳，面寬約30~35毫米；葉子前頭最高點和篩板的距離約為1.5~2.0毫米。

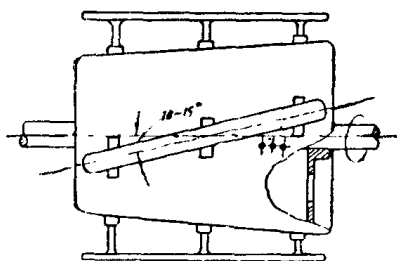


圖4—16 葉子在轉鼓上安裝位置示意圖

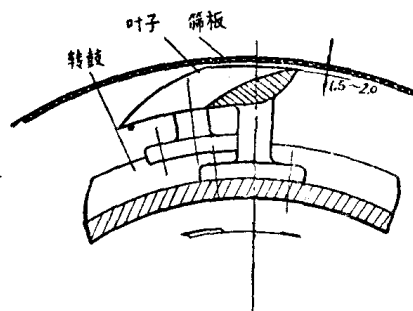


圖4—17 葉子安裝斷面示意圖

操作時，漿料由漿道9，經轉鼓小頭方面入口管5進入圓篩。由於漿料進出口水位差和隨着轉鼓轉動而產生的離心力的作用，推動了篩漿操作。細漿通過篩板，從出口6排出，漿渣受葉子的推動，轉移到轉鼓大頭，再利用壓力約為2~2.5公斤/厘米²的高壓水將其排出。高壓水又可同時稀釋圓篩內的漿料，使其在整個圓篩內部保持較為穩定的漿濃度。此外，高壓水又具有沖洗篩板的功用，保持篩板的清潔與暢通。

亞牟式圓篩主要用以處理化學紙漿和磨木漿，為國內制漿廠常見的一種篩選設備。

二、寇文式圓篩

寇文式圓篩的外壳机座及篩板的結構形式基本上和亞牟式圓篩相同（图 4—18），但其細漿出口是設在圓筒的下方。寇文式圓篩的轉軸一端是中空的；处于圓篩內的一小段轉軸帶有噴水孔，以便由軸端送入清水或白水，供稀釋圓篩內漿料用。在轉軸上裝有一個轉子，轉子的轉速為240~300轉/分。轉子的一端與

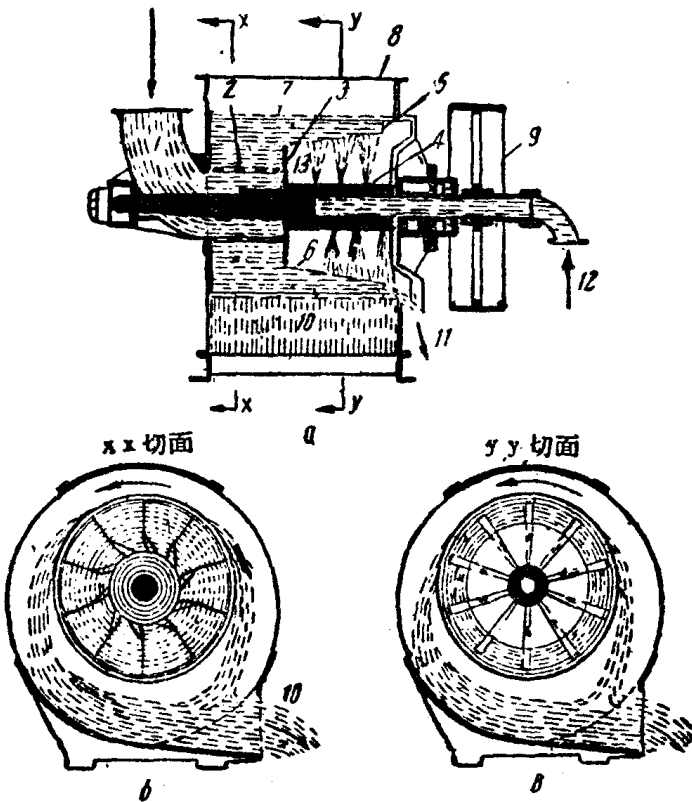


图 4—18 寇文式圓篩

1—漿料進口；2—漿料分布筒；3—擋板；4—噴水孔；5—外孔板；
6—葉片；7—圓篩網；8—外殼；9—皮帶輪；10—細漿出口；11—漿
渣出口；12—稀釋水進口；13—轉軸

漿料分配筒連接着；漿料順分配筒流動，通過分配孔進入圓篩內葉片之間，進行篩選操作。葉片數量在6~10片之間，是用8~10毫米的不銹鋼板制成。轉子中部與亮相接處設有一徑向的擋板，以引導部分篩選不完整的漿料向另一端流動。葉片內側切成斜形，並與一個多孔的圓錐形板銜接。

在圓篩內，漿料受葉片的驅動，形成較大的離心力，進而壓向篩板，促進篩選作用。細漿通過篩孔，並由篩板下方排出。篩渣則在葉片的小端排出。

寇文圓篩主要是供篩選化學紙漿和磨木漿之用，也是國內外使用較多的一種篩選設備。

第五章 打漿設備

紙漿必需經過打漿，使其受切斷、帶化、疏解、水化等作用，獲得必要的性質，以適應生產紙種的質量要求。打漿操作是在各種類型的打漿設備內進行。目前應用的打漿設備種類繁多，但概括起來，主要可歸納為打漿機、錐形磨漿機、盤形磨漿機和水力碎漿機等幾種類型。

荷蘭式打漿機是最早出現的機械化打漿設備，在荷蘭式打漿機的基礎上，又出現了其他類型的打漿機，例如改良荷蘭式、伏特式、華格納式等打漿機。打漿機是間歇操作的設備，但也有利用引漿道將數台打漿機串聯起來進行連續打漿，並在這個基礎上發展，出現另一種連續操作的螺旋式打漿機。

錐形磨漿機過去多為低速，並僅供抄紙前精漿之用。隨著造紙操作技術的發展，又有採用多台中低速錐形磨漿機串聯起來，代替打漿機，處理某些漿料，以生產一些中低級紙張（例如袋紙等）。近代採用的高速錐形磨漿機，除能起打漿作用外，並能有水化作用，因此也稱為水化磨漿機。錐形磨漿機的型式也很多，不同型式的錐形磨漿機可能在結構上（特別是轉子的錐度）有差別，但其工作原理基本上還是一致的。錐形磨漿機具有體積小，重量輕，佔地面積小，打漿效率高等優點，其在造紙工業中獲得重視並非偶然。

盤形磨漿機結構簡單，操作簡便，幾乎沒有切斷作用，對處理草漿等草類纖維有其獨特的優點。半化學漿和高得率化學漿也多趨向於採用盤形磨漿機處理。

水力碎漿機廣泛應用於處理損紙、廢紙和漿板，以其設備簡單，能起疏解而無切斷的作用。

本章擬着重討論幾種主要打漿設備的結構及其工作原理，分

別叙述如次。

第一节 打浆机

一、打浆机的结构

打浆机主要是由浆槽、飞刀辊、底刀、洗鼓、升降装置、調压装置、打浆机盖、放浆閥門及排污閥門等組成。

图 5—1 所示为荷兰式打浆机的結構图。浆槽A是一个近似椭圆形槽子，其側壁平直，而前后两端成半圓形。槽中設有中墙B，将浆槽分隔为彼此連通的两个浆沟，使浆料在其中循环流动。过去，有采用鋼板或木材制成浆槽的，其耐用程度既較差，表面光滑度也較差，且易沾污浆料；近代打浆机几乎已全部采用鋼筋混凝土制成，必要时槽壁槽底可粘貼磁砖，以保証表面有較高光滑度，且不易发生“挂浆”等現象。

安装在轉动主軸C上的飞刀辊R是設在中墙一側的浆沟內。在飞刀辊的下方，装設底刀H。飞刀辊是由电动机通过皮帶輪带动而回轉。浆料通过飞刀辊与底刀之間获得打浆处理，并受飞刀辊的带动，沿飞刀辊后面的山形部G流入浆槽的另一个浆沟內，然后再流动到飞刀辊的前方，进入飞刀辊与底刀之間再受打浆处理。为适应浆料在浆槽內循环的需要，山形部后面的浆槽底部应具有一定的弧形，并具有一定的緩慢下降的傾斜度，使浆料能在槽內循环。

在飞刀辊的上方，設有打浆机盖E，机盖內装有一个可調节的挡浆板F。浆料經飞刀辊带动，部分越过山形部的“山頂”，部分則又随飞刀辊回轉。調节挡浆板与飞刀辊的距离，可以减少“回浆”；而机盖則又可防止浆料的到处飞溅，保証“回浆”返回飞刀辊的前方。图中I为罩环。

飞刀辊主軸支承在浆槽兩側橫架D的油环滑动軸承上；橫架一端絞接在机架的銷軸O上，另一端則支持在一个方形螺母N上。

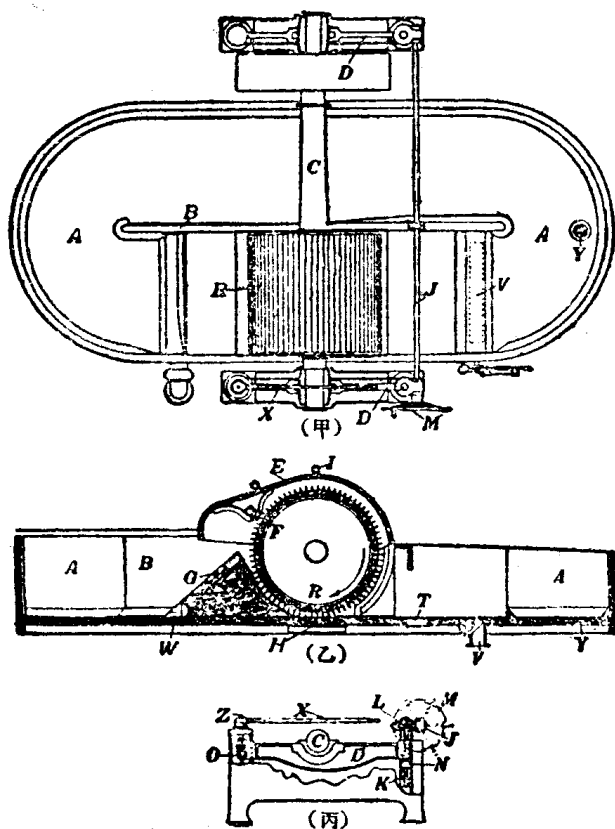


图 5—1 荷兰式打浆机结构示意图

甲—上视图；乙—断面图；丙—升降机构示意图

轉动手輪M，即可通过横杆J驱动两侧的蜗輪传动L，进而使螺杆K轉动。螺母N則可随螺杆K的轉动而发生上下移动，从而使横架D上升或下降，以調节飞刀輥与底刀間的距离。手杆X是快速提升飞刀輥的特殊装置。搬动X杆，可使軸銷O随着螺旋凸輪Z的回轉而急速上升，从而使飞刀輥离开底刀。采用此种装置可将飞刀輥提高15毫米左右。

在浆槽中，設有放料閥門V，排污閥門Y及稀釋用水閥門W。在飞刀輥的前面，又設有沉砂槽T。

二、漿槽的型式

(一) 漿槽本体 前面已講过，漿槽多用鋼筋混凝土制成；漿槽內壁磨光或貼磁磚。槽壁高度一般是后牆較前牆高；前牆高度通常約为飛刀輥直徑的 $0.6\sim 0.7$ 倍，而后牆高度則应為前牆高度和水綫高度（根据槽底坡度決定）的总和。

旧式打漿机的中牆設在漿槽的縱軸綫上，將漿槽分为两个寬度相等的漿沟。为改进漿料的循环，新式打漿机則多將中牆放置在漿槽縱軸綫的左側或右側，使具有飛刀輥的一边形成寬沟，而窄沟則为回漿沟。寬沟一般要比飛刀輥寬出50毫米左右；寬沟与窄沟的寬度比值則为 $1.4\sim 1.7$ 。漿槽槽壁和中牆的厚度一般为100毫米；为使漿料在前牆附近流动較为均匀，中牆的前端（即靠近漿槽前牆的一端）制成圓弧形，其圓弧半径为150毫米。此外，为使漿料順利地沿着前后牆的弧形流动，避免涡流的产生，中牆长度要比前后牆弧形中心的联結綫长一些。以1372毫米寬的飛刀輥为例，中牆的前端較前牆的弧形中心伸出150毫米，其后端則較后牆的弧形中心伸出200毫米。

漿槽底部应具有一定傾斜度，通常为 $5\sim 7\%$ ，間或大至 10% ，而且內圈傾斜度略大，外圈傾斜度較小，以保証漿料的循环。槽底傾斜度是由山形部山背开始，一直伸延至漿槽的前牆。各种不同型式打漿机槽底傾斜度的情况是不一样的。以伏特式打漿机为例，山背以 45° 左右的坡度急剧下降，然后在中牆后緣的后面与窄沟槽底相連，維持 $5\sim 7\%$ 的坡度，直至寬沟靠近前牆处，轉为較平坦。而旧式打漿机（例如荷兰式打漿机）的山背坡度与回漿沟均較为緩和。

放漿口和排污口均設置在靠近前牆的槽底，其所占位置应为整个漿槽槽底标高最低之处。放漿口和排污口分別装有放漿閘門和排污閘門。放漿閘門實質上是一个青銅制的盖子（图5—2），盖子下部用弧形曲棒与一根直通到槽外的轉軸連結着。搬动安装

在轉軸上的把手，即可启閉閥門。排污閥門在結構上基本与放漿閥門相同，但其直径比較小些。有些小型打漿机則沒有安設机械启閉閥門的裝置，而直接以人工操作，用鉄鈎鈎起銅盖，以便放漿或排污。

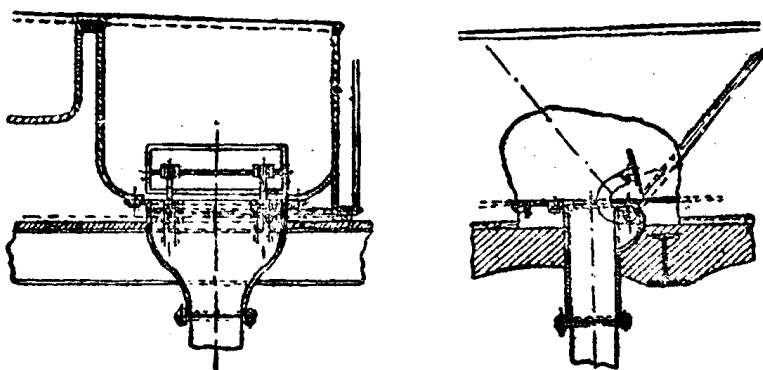


图 5—2 打漿机放漿閥門

在寬沟內槽底的适当位置，留有凹穴，供安裝底刀之用。同时，在飞刀輥前設有沉砂槽，用以捕集比重較大的砂粒。沉砂槽實質上是一个浅沟，上盖鉄制花板。

打漿机漿槽的长度和寬度应配合适当，以保証漿料的順利循环。旧型打漿机的长寬比值約为 $2.0 \sim 2.5$ ；而新式打漿机的长寬比值則只有 $1.5 \sim 1.8$ 。打漿机漿槽的长度一般为飞刀輥寬度的 $3.5 \sim 4.0$ 倍。

打漿机漿槽的形状和水綫的变化，直接影响漿料的循环情况。旧型荷兰式打漿机的飞刀輥設在漿槽的中部，而漿槽前墙及后墙又均为圓形，因此漿料的循环路綫始終不变(图 5—3 甲)，靠外壁的漿料始終順着外壁前进，靠中墙的漿料始終在中墙一带循环，其結果必然会造成打漿不够均匀。新式打漿机（例如伏特式打漿机等）多将飞刀輥的安裝位置略为靠后，且将山形部后面的后墙改为三角形的下斜坡，漿料的循环路綫有显著改进（图

5—3乙)。靠中墙的浆料经过山形部后，转至靠近浆槽外壁，流过窄沟，再进入飞刀辊，又被抛过山形部，然后转至靠近中墙前进，从而使浆料在浆槽中获得交换位置的循环作用，提高打浆的均匀程度。

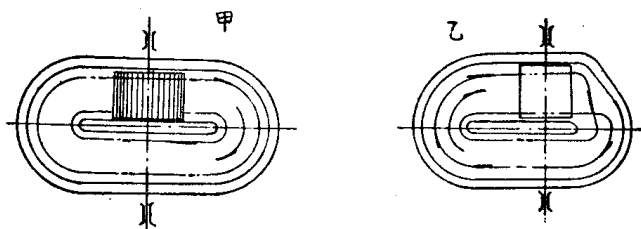


图 5—3 浆料循环情况示意图

(二) 山形部 山形部是浆槽结构的一个重要部分。山形部的設計与施工是否正确，直接关系到浆料的循环情况以及打浆的质量。浆料进入飞刀辊和底刀之間，經打浆处理后，沿拋物綫翻过山形部轉入回浆沟。在进入飞刀辊和底刀之間时，浆料的流动速度和流动方向即受两个外界因素的影响，其一为由于飞刀辊的回轉而形成的离心力所产生的径向速度，另一則为飞刀辊的圓周速度。因此，浆料的流动速度的矢量应为上述径向速度和圓周速度的合成速度的矢量。

根据上述認識，山形部靠近飞刀辊的一側应有絕大部分是与飞刀辊形成同心圓，亦即以飞刀辊的中心綫作出山形部曲面弧。此一曲面弧綫通常是伸延至飞刀辊水平中心綫以上一定高度，再轉入“山背”（图 5—4）。由山形部同心圓轉入山背的轉折处称为“山頂”。个别打浆机（例如改良荷兰式打浆机）“山頂”的高度是在飞刀辊的水平中心綫上，以加速浆料的流动。此种同心圓型的山形部适合于处理浓度低、循环速度較快的浆料。另外，有些打浆机山形部的曲面弧綫起始于飞刀辊的正下方，与飞刀辊构成同心圓的形状伸延着，直至达到与飞刀辊垂直中心綫相

交 $60\sim 70^\circ$ 处，轉为切綫（图 5—4 乙）或反弧形，再伸延至位于飞刀輥水平中心綫以上的山頂。山形部同心圓部分与飞刀輥应保持 $25\sim 50$ 毫米的距离；操作时，此一距离根据下刀情况而变动。

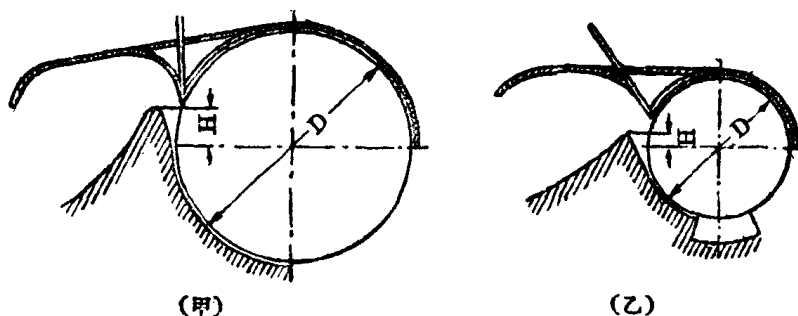


图 5—4 山形部曲面弧綫图
甲—同心圓山形部；乙—切綫山形部

为使浆料能順利地翻越山頂，通常是将山頂制成圓弧形，其寬度以不超过 20 毫米为宜，否則会产生局部“停浆”，因此，也有将山頂制成銳角形的。前面已介紹大部分打浆机的山頂均在飞刀輥水平中心綫以上，其高度的大小直接影响到打浆效率和动力消耗。山頂的高度是指山頂与飞刀輥水平中心綫的距离，此一高度一般以不超过 $150\sim 250$ 毫米为宜。表 5—1 所列为不同容量的打浆机的山頂高度，可供参考。

表 5—1 打浆机山頂高度 H 的数值

打浆机容量 (米 ³)	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0
山頂高度 (毫米)	70	80	100	120	150	150

为使浆料能更順利地翻越山頂起見，应适当放寬山頂与飞刀

輥邊緣的垂直距離。通常，在小型打漿機中，此一距離約為100~110毫米；中型打漿機多取150~175毫米的距離，而大型打漿機則趨於採用200~250毫米。距離過大，易于引起渦流，直接妨礙漿料的流動；距離過小，則又易于引起回漿。

旧式打漿機的山頂高度較低，漿溝長度又較大（圖5—5 I），因此水綫的很大一部分接近于水平狀態，形成漿料循環速度較

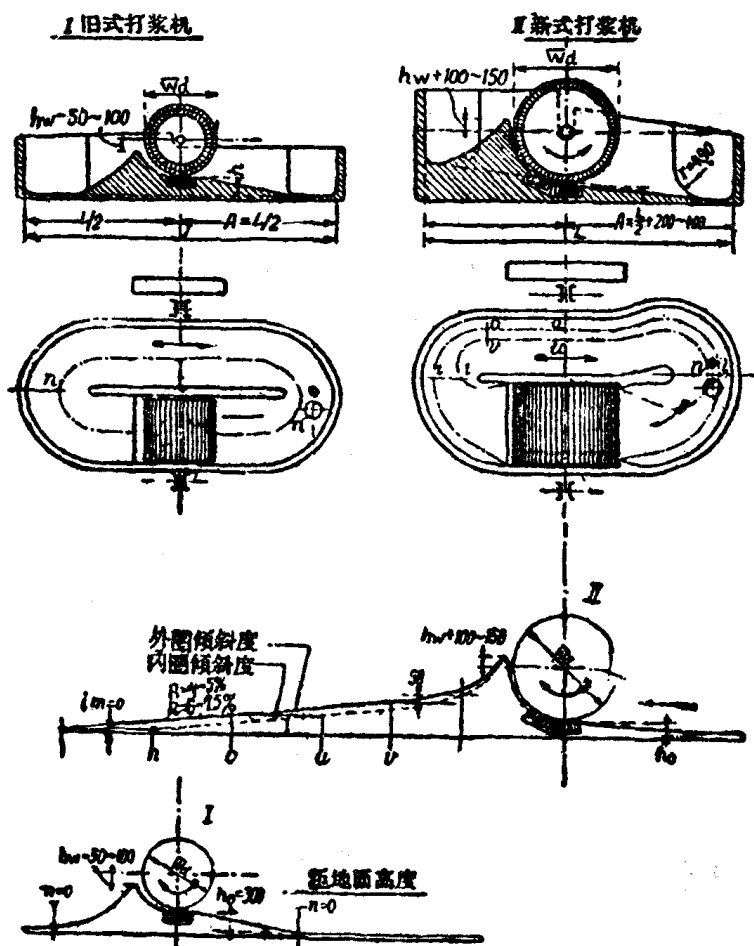


圖 5—5 新式与旧式打漿機水綫与漿料循环示意图

慢，結果必然要延長打漿時間，同時耗費于循環漿料的功率也較大。新式打漿機一般均具有較高的山頂，漿溝也較短（圖 5—5 II），因此，水綫有較大的坡度，而漿料的循環速度也比較快。顯然，新式打漿機的打漿時間較短，而耗用于循環漿料的功率也可以大大降低。

三、漿槽的容積

漿槽的結構形式決定其容積的大小，而結構和容積兩者則又決定打漿機的生产能力。

為敘述方便起見，茲以伏特式打漿機的漿槽為例，依照打漿機漿槽的設計程序，逐步說明如何決定漿槽的容積。

設伏特式打漿機的飛刀錐直徑為 D 毫米，其面寬為 L 毫米，則漿槽寬溝的寬度 B_p 可取 $L + 50$ 毫米，而窄溝的寬度 B_o 可取 $0.6B_p \sim 0.7B_p$ （圖 5—6）。槽底內圓角半徑 R 一般可採用 $300 \sim 400$ 毫米。

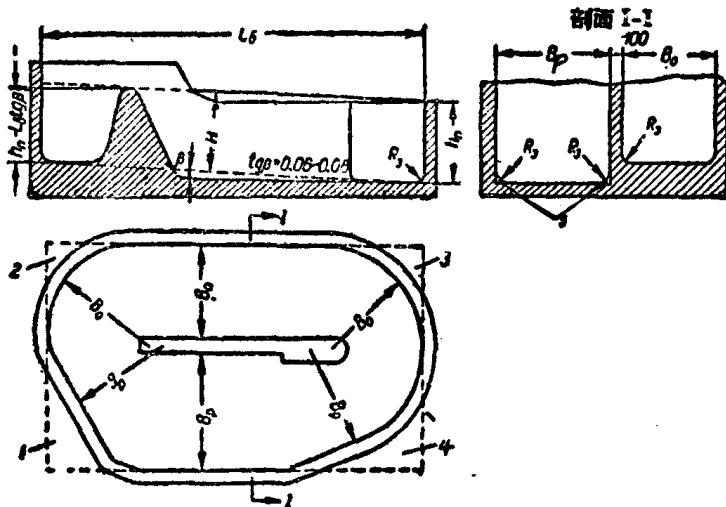


圖 5—6 漿槽容積計算圖

浆槽前墙高度 h_n 可视为浆料液面在槽内的最大高度，一般可取900~1000毫米。

为计算方便起见，暂不考虑山形部的情况，同时取浆槽内浆料的平均高度 H 为 $h_n - \frac{L_B}{2} \text{tg}\beta$ ，则浆槽的纵断面积为：

$$F = L_B \left(h_n - \frac{L_B}{2} \text{tg}\beta \right) \text{ 米}^2 \quad (5-1)$$

式中 β ——浆槽内水线的坡度，度；一般新式打浆机取 $\text{tg}\beta$ 为0.06~0.08；

L_B ——浆槽长度，米。

而浆槽长度又可根据下列经验式求得：

$$AL_B^2 - BL_B + C = 0$$

$$\text{即 } L_B = \frac{B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \text{ 米} \quad (5-2)$$

式中A、B和C三个系数可根据浆槽的容积由表5-2中查出。

表5-2 A、B和C三个系数

浆槽容积 (米 ³)	A	B	C
3	0.080	1.38	4.24
5	0.102	2.37	8.20
6	0.108	2.60	9.00
8	0.124	3.24	12.28

如中墙的宽度为100毫米，则浆槽内部全宽为：

$$B = B_p + B_o + 0.1 \text{ 米}$$

因此，如将浆槽视为长方形的容器（图5-6），则其毛容积为：

$$V' = FB \quad \text{米}^3$$

浆槽的毛容积实质上是由下列几个部分组成:

(一) 浆槽的实际有效容积: V 米³;

(二) 飞刀辊浸没在浆料中的容积, 一般约为飞刀辊容积的一半, 即 $V_6 = \frac{\pi}{8} D^2 L \text{米}^3$;

(三) 山形部和中墙所占容积, 一般约为飞刀辊浸没在浆料中的容积, 即 $V_0 = (0.8 \sim 1.0) V_6 \text{米}^3$;

(四) 图 5—6 中第一部分的容积:

$$V_1 \approx 0.5 B_p^2 (h_n - L_B \operatorname{tg} \beta) \text{米}^3;$$

(五) 图中第二部分容积:

$$V_2 \approx 0.215 B_0^2 (h_n - L_B \operatorname{tg} \beta) \text{米}^3;$$

(六) 图中第三部分容积:

$$V_3 \approx 0.215 B_0^2 h_n \text{米}^3;$$

(七) 图中第四部分容积:

$$V_4 \approx 0.215 B_p^2 h_n \text{米}^3;$$

(八) 浆槽槽底内圆角所占容积:

$$V_5 = 0.86 R^2 L_B \text{米}^3.$$

因此 $V' = V + V_6 + \sum_0^5 V_i \text{米}^3$

即, 浆槽有效容积为:

$$V = V' - (V_6 + \sum_0^5 V_i) \text{米}^3 \quad (5-3)$$

四、飞刀辊

飞刀辊和打浆机的传动皮带轮安装在同一个主轴上。飞刀辊是以 2~4 个辐轮构成, 也有制成圆筒形的, 一般以采用前一种结构较多, 如图 5—7 所示。其辐轮是用铸铁或铸钢制成的整块圆盘, 其周缘刨有若干道齿形方槽, 以供安装飞刀片。方槽深约为 20~60 毫米, 宽约为 30~35 毫米。辐轮是用强压装在主轴上, 并以键固定着。

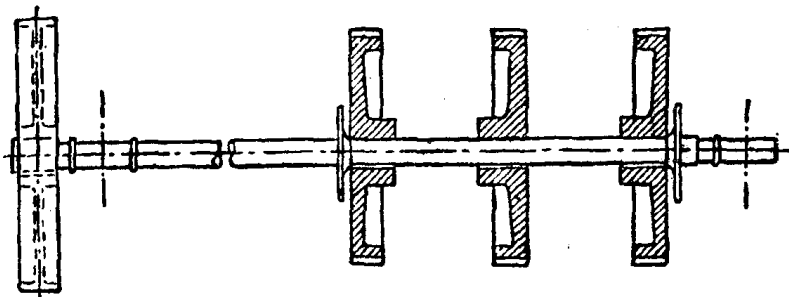


图 5—7 飞刀辊轴装配图

飞刀为长方形平板，一般可采用G5或G6号钢材制成，其硬度应在洛氏62~70°左右，而抗张强度则应超过60~85公斤/毫米²。在某些特殊情况下，则要求飞刀采用锰钢、铬钢或不锈钢制成；也有采用磷青铜或铝青铜制成的；为满足打浆上的特殊要求，又有采用花岗岩或玄武岩石质飞刀的。

普通碳素钢制成的飞刀耐磨性较差，而且生锈。易沾污浆料。当打浆操作过程中pH值较低时，这种现象特别明显。采用锰钢、铬钢或不锈钢材制成的飞刀，可以基本克服上述缺点，而且刀片的使用寿命也比较长。

为适应某些高级纸浆的需要，例如不容许浆料中混有铁质的钞票纸、照相纸原纸、电容器纸等，则应采用磷青铜或铝青铜制成的飞刀。青铜刀片应具有180~200°左右的布氏硬度。

石质飞刀由花岗岩或玄武岩制成，主要是用以处理要求粘状打浆的高级纸张，例如感光纸原纸、电容器纸等。

以金属制成的飞刀一般具有100~120毫米的宽度，其长度应与飞刀辊面宽相适应。飞刀厚度则应根据工艺要求、浆料性质、刀片材料性质而定，一般为6~12毫米；个别情况有采用15~16毫米厚的（处理高度粘状打浆），也有采用3~4毫米的（处理高度游离状打浆）。青铜刀的厚度一般要比钢刀薄1~2毫米。飞刀片的刃口可为平型的，也有在刀刃背部切削成三角斜面（图

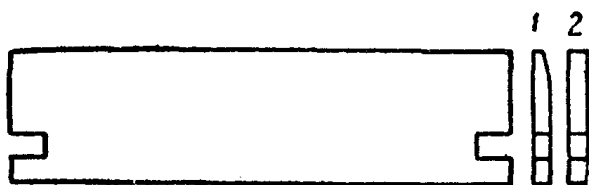


图 5—8 飞刀片

1—三角斜面刃口；2—平型刃口

5—8)。飞刀片的两端各有一个缺口，以便将刀片安装在飞刀辊輓輪的齿形方槽內。为固定飞刀片的安装位置，可用硬質干木条（例如榲木、柞木等）将飞刀塞牢。嵌木寬度一般为30~60毫米，視刀間距离而定。当飞刀輓上的全部飞刀片均安放妥当后，即將两个事前均匀加热至紫紅色的圓鉄环分别套入飞刀片两端的缺口上（图 5—9）。然后再順着飞刀輓圓周均匀地打紧木条；同时又采用一个与飞刀輓外半径相同的模板校正飞刀的外圓。木条底面与輓輪表面或刀背根部之間如有縫隙，应以木楔子填塞，以防止浆料进入飞刀輓內部。此外，为防止在飞刀輓与槽壁之間发生漏浆，可在飞刀輓兩側分別以螺栓装上2~4条扁鉄或銅板制成的叶片；叶片的厚度約为15~20毫米，寬度約为35~40毫

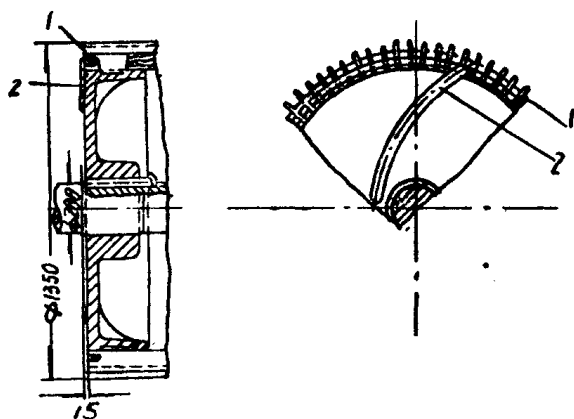


图 5—9 圓鉄环和叶片装配图

1—圓鉄环；2—叶片

表 5—3

打浆机飞刀辊直径与飞刀数目等的关系

打浆机容 积 (立方米)	2.0		3.0		4.0		6.0		8.0		10.0		
飞 刀 辊 直 径 (毫 米)	1100		1250		1350		1500		1600		1700		
飞刀数目 (片)	66	63	60	84	81	78	90	84	78	102	96	108	102
飞刀厚度 (毫米)	7	10	12	7	10	12	8	10	12	8	10	12	8
刀间距离 (毫米)	45.1 44.8 45.3 39.7 38.5 38.4 39.1 40.5 42.4 38.2 39.0 40.4 38.4 39.5 40.3												

米。叶片除具有防止漏浆的功用外，又同时可以固定圓鉄环，防止其松脱。

飞刀辊的飞刀数量一般是根据打浆机容积、工艺操作要求以及飞刀辊的直径而定。通常可以认为：每米飞刀辊直径应具有 55~68 把飞刀。表 5—3 所列为几种不同容积打浆机的飞刀辊直径、飞刀片数量以及刀间距离的关系，可供参考。

石质飞刀辊可以是采用整块玄武岩或花岗岩制成，在其辊面上刻上刀纹，即可供使用；也可以采用玄武岩制成 100~300 毫米厚的长方形断面的石刀（图 5—10），其表面刻上 10~15 毫米宽、15~20 毫米深的三角形断面沟纹，沟纹的间距约为 30~40 毫米。然后将飞刀片安置在飞刀辊輻輪上，并用水泥将其固定着（图 5—11）。由于石质飞刀较厚，因此其飞刀数目也较少。石质飞刀的使用寿命视玄武岩或花岗岩本身的質量而定。

飞刀辊的回轉速度与其綫速度的关系如下式所示：

$$n = \frac{60v}{\pi D} \text{ 轉/分} \quad (5-4)$$

式中 D ——飞刀

辊直径，米；

v ——飞刀

辊线速度，米

/秒。

旧型打浆机的飞刀

辊线速度一般为 $7 \sim 8$

米/秒；新式打浆机的

飞刀辊线速度则达 $10 \sim 12$ 米/秒。

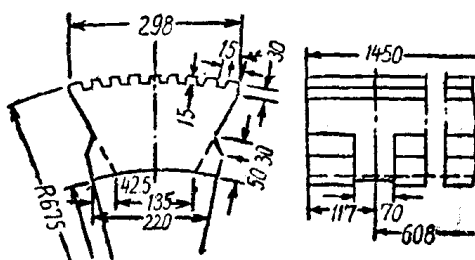


图 5—10 玄武岩飞刀片

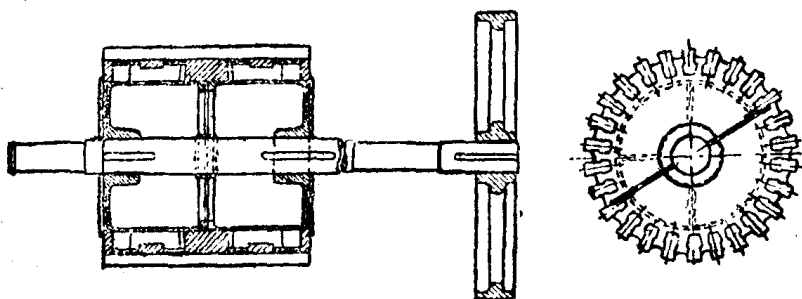


图 5—11 玄武岩飞刀辊

五、底 刀

打浆机一般均具有 $1 \sim 3$ 组底刀，每组底刀由 $15 \sim 20$ 把刀片组成。刀片之间夹着硬质木条 G ，然后以平头螺栓 H 将刀片与木条贯穿在一起，再用六角螺母将其撑紧（图 5—12）。各组底刀可同时放在一个底刀匣内，或分别安装在各个底刀匣内。底刀匣是用铸铁制成。底刀放入底刀匣后，还要用楔铁将其校正固定。由于底刀较易磨损，经常需要取出更换，一般均将底刀匣安装在浆槽山形部的底刀床内。检修底刀时，只要打开底刀床盖板，把底刀盒由底刀床的侧面开口拉出，检修后再将其推入，然后装上

断作用反而下降，同时浆料又有被赶向浆槽某一侧的趋势，不利于打浆的均匀度。“人”字型底刀（图 5—14）的采用，有效地保证飞刀不致嵌入底刀之间，同时又能与飞刀构成剪刀作用，有利于提高打浆过程的切断作用，降低功率消耗。

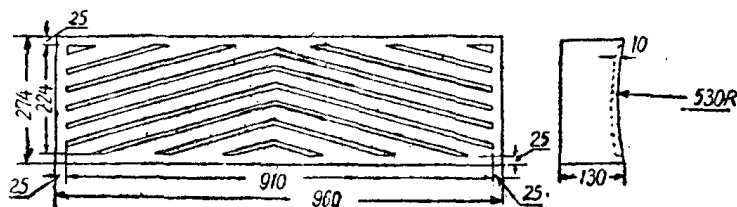


图 5—14 人字形底刀

制造底刀的材料与飞刀所用的相同，也有采用钢质飞刀和铜质底刀配合使用的。底刀的厚度约为飞刀厚度的 $1/2 \sim 2/3$ ，一般约为 3~12 毫米；换言之，一般较飞刀略薄 2~3 毫米。刀间嵌木的宽度则多为 10~12 毫米，个别情况下也有采用 5~7 毫米的。嵌木宽度一般要比底刀厚度大 1~2 毫米；嵌木过窄，易于被浆料堵塞。

石质底刀的刀厚一般为 15~35 毫米。石质底刀是由整块玄武岩或花岗岩制成，刀纹直接刻在上面。安装时，可将其整块放置在底刀床内，而不用底刀匣。

通常认为，第一、二片底刀的厚度要略为加大，以适应其受飞刀辊和浆料冲击较严重的情况。因此，第一、二片底刀经常有采用 8~10 毫米厚度的。

底刀的刀刃应制成圆弧形曲面，圆弧形半径应与飞刀辊的半径相适应，以发挥其在打浆操作中的作用。底刀刀刃的圆弧形曲面可以在制造底刀时制成，一般是采用龙门刨床处理，使其获得所规定的弧度。

六、洗 鼓

有些打浆机配置有洗鼓；洗鼓是安装在浆槽的回浆沟一方。洗鼓的作用是排除浆槽内浆料的部分水分，提高浆料浓度，以适应工艺操作的要求。

洗鼓具有一个安装在转轴上的辐轮，辐轮的毂是圆锥形的（图5—15），其小径端靠近浆槽的侧壁。洗鼓的两侧用木板或铁皮制成圆形或八角形。在此两块侧板之间，根据其排出口筋条位置，用薄铁板或木板制成若干个盛水斗，并在两块侧板上钉上横檩条，然后钉上里网和外网。操作时，可操縱升降装置将洗鼓放落在浆面上，使其顺着浆料流动方向回轉。浆料的部分水分即通过外网和里网，流入洗鼓内，沿着盛水斗的底壁通过設在辐轮毂的小径端的排水口排出。俟浆料已达到要求浓度后，即可将洗鼓提起。

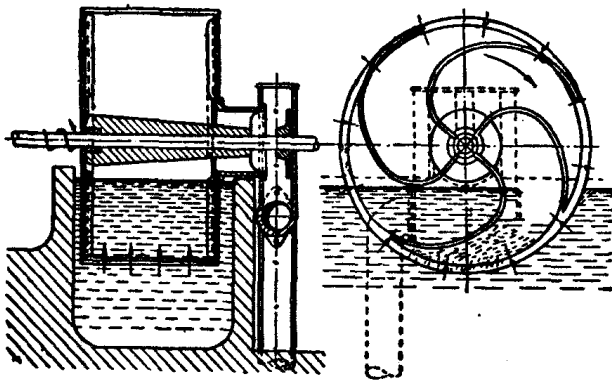


图5—15 打浆机的洗鼓

七、飞刀輥的升降装置和調压装置

飞刀輥的升降装置和調压装置往往是联结在一起，成为一个完整的机构（图5—16）。图中9—6—8—7属調压系統，而

2—3—4—5—8—7 则为升降系统。两个系统是通过轴销 8 联结在一起。

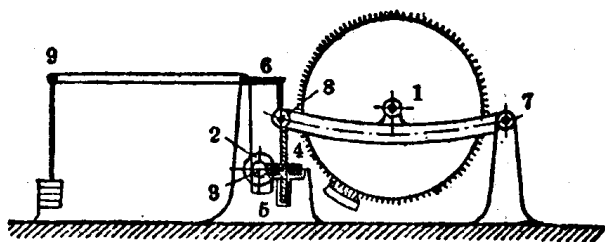


图 5—16 打浆机的调压与升降联动机构

(一) 升降装置 飞刀辊采用的升降机构有多种型式。前面叙述荷兰式打浆机结构时，所介绍的升降机构属于普通的手动装置。图 5—17 所示则为水力自动调压装置的一种。图中所示 6 是根据打浆操作的工艺规程的要求而设置的特别凸轮。整个机构的设计是根据凸轮每回转一周即相当于每槽浆料的打浆总时间而制定的。

压缩空气由管 1 分向两个支管送入。一路经调节阀 2，而由喷嘴 3 喷出。此时，如凸轮轮廓与动杆 5 的接触点已转到距离凸轮中心最近的位置，挡板 4 和喷嘴 3 的间隙较大，在此处排出的空气量较多，直接使此一部分支管内的空气压力下降。管

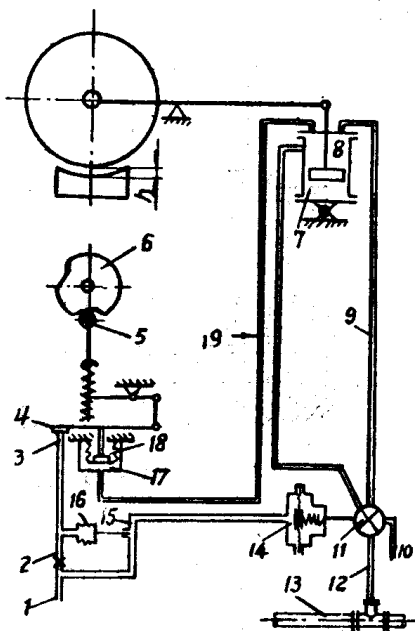


图 5—17 飞刀辊的水力自动调节机构

內气压的下降引致伸縮管16的收縮，將另一路支管上的閥門15开启大些，因而增大隔膜室14的空氣压力。隔膜室气压的增大，使安置在其內的彈簧受到壓縮，打开四通閥的排水口10，而將进水口略为关闭。亦即增加由水压缸7通过四通閥在排水口10处的排水量，而同时又减少由主水管13經支管12、沿管9进入水压缸7的高压水量。其結果必然会使水压缸內压力下降，缸內活塞向上移动，从而降下飞刀輥。反之，如凸輪轉至另一处，由于动杆发生位移的关系，减小挡板和噴咀的距离，則会相应地提高管內压力，使伸縮管受压，从而略为关闭閥門15。此时，隔膜室內的彈簧受压减小，四通閥的排水部分略为关闭，而进水口則加大。因此，水压缸的高压水量大大增加，使活塞下降，飞刀輥則随而上升。

由图可見，部分高压水由水压缸7通过管19、进入高压水作用室17。在高压水作用室內，安置有与横杆相連的伸縮器18，以調整挡板4的杠杆支点位置，使凸輪6的作用更好地与飞刀輥的升降相适应。

(二) 調压机构 根据打浆操作工艺規程的要求，需要抬起或放下飞刀輥，調节飞刀与底刀之間的距离，使打浆能在不同比压下进行。調压机构就是为完成这个任务而設置的。

图5—18所示为两种較簡單的調压机构。杠杆的一端附有平衡重錘1，另一端通过連杆与支架2連接。飞刀輥轉軸即放置在打浆机兩側支臂的軸承上。增加或减少平衡重錘的重量，即可調节飞刀輥对底刀所施的压力。

設底刀中心綫与飞刀輥垂直中心綫形成 α_1 角，則飞刀輥施予底刀的压力为：

$$Q = Q_1 \cos \alpha_1 \quad \text{公斤} \quad (5-5)$$

而 $Q_1 = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5 \quad \text{公斤}$

式中 G_1 ——飞刀輥本身重量，公斤；

G_2 ——飞刀輥轉軸重量，公斤；

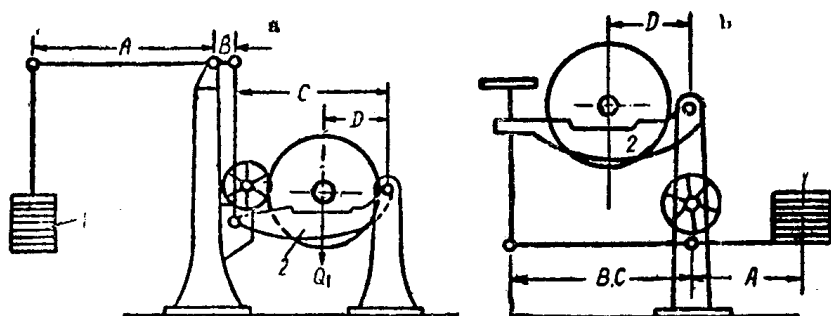


图 5—18 打浆机调压机构

a—杠杆在上部的调压机构；b—杠杆在下部的调压机构

G_3 ——皮带轮的重量，公斤；

G_4 ——轴承的重量，公斤；

G_5 ——下刀时的附加重量，公斤。

设平衡重锤的重量为 W ，则在平衡情况下，其力矩为：

$$Q_1 \cdot BD = W \cdot AC$$

即
$$Q_1 = \frac{AC}{BD} W = kW \quad \text{公斤}$$

式中 $k = \frac{AC}{BD}$ ，就一台打浆机来说， k 具有固定的数值。

如平衡重锤的重量 W 未能全部平衡飞刀辊时，则飞刀辊施予底刀的有效重量为：

$$Q = (Q_1 - kW) \cos \alpha, \quad \text{公斤} \quad (5-6)$$

为进一步说明调压机构的工作原理，兹以伏特式打浆机（图 5—19）的调压机构为例，试以进行部分力的分析。

设平衡重量 W 是与飞刀辊处于平衡状态，则由图 5—20 可见，杠杆 I 的平衡力矩为：

$$WA = P \cdot B$$

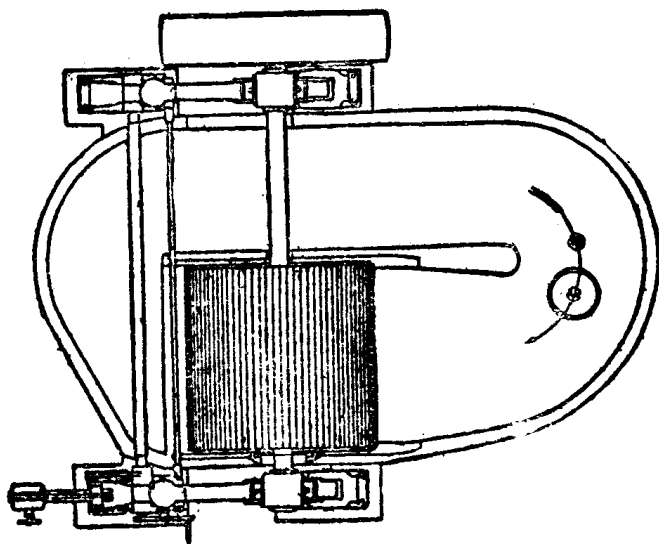
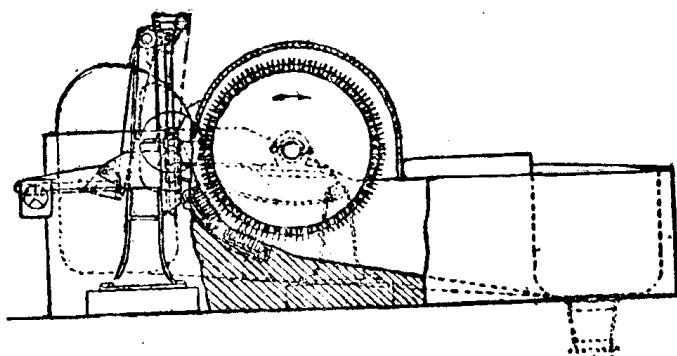


图 5—19 伏特式打浆机

$$P_2 = P_1 \cos \alpha = W \frac{A}{B} \cos \alpha$$

$$P_3 = P_1 \sin \alpha = W \frac{A}{B} \sin \alpha$$

而杠杆II的平衡力矩则为:

$$P_2 C \cos \beta + P_3 C \sin \beta = P_5 D \sin \gamma + P_6 D \cos \gamma$$

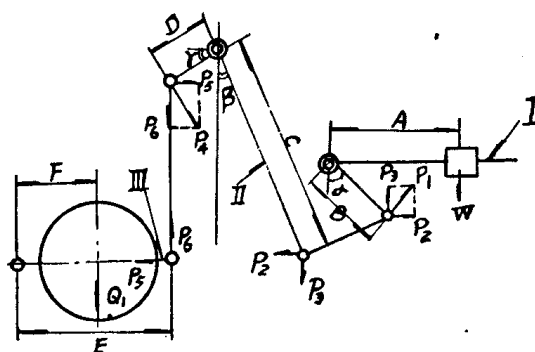


图 5—20 伏特式打浆机调压装置的平衡图

但
$$P_5 = P_6 \tan \gamma = P_6 \frac{\sin \gamma}{\cos \gamma}$$

因此
$$P_2 C \cos \beta + P_3 C \sin \beta = \frac{P_6 D (\sin^2 \gamma + \cos^2 \gamma)}{\cos \gamma} = P_6 D \frac{1}{\cos \gamma}$$

最后，在杠杆 III 的平衡力矩为：

$$P_6 E = Q_1 F$$

即
$$P_6 = Q_1 \frac{F}{E}$$

将 P_2 、 P_3 及 P_6 数值代入杠杆 II 的平衡力矩等式中，并简化而得：

$$W \frac{A}{B} C \cos \alpha \cos \beta + W \frac{A}{B} C \sin \alpha \sin \beta = Q_1 \frac{F}{E} D \frac{1}{\cos \gamma}$$

即
$$W \frac{AC}{B} \cos(\alpha - \beta) = Q_1 \frac{FD}{E} \frac{1}{\cos \gamma}$$

因此
$$Q_1 = W \frac{ACE}{BDF} \cos(\alpha - \beta) \cos \gamma$$

在同一台打浆机中，各个杠杆的臂长（除 A 外）是固定的，

因此可令: $\frac{ACE}{BDF} = k_1$

即 $Q_1 = k_1 W \cos(\alpha - \beta) \cos \gamma$ 公斤 (5-7)

如在操作中,变动平衡重量 W ,或变动臂长 Δ ,以致不能与飞刀辊平衡时,则飞刀辊施予底刀的有效重量为:

$$Q = [Q_1 - k_1 W \cos(\alpha - \beta) \cos \gamma] \cos \alpha_1 \text{ 公斤 (5-8)}$$

式中 Q ——飞刀辊的有效重量,公斤;

Q_1 ——飞刀辊总重量与附加压力之和,公斤;

k_1 ——打浆机调压机构杠杆的比值;

W ——平衡重锤的重量,公斤;

α, β, γ ——各个杠杆与垂直或水平线的交角,度;

α_1 ——底刀中心线与飞刀辊垂直中心线形成的交角,度。

八、打浆机的功率

在打浆过程中,打浆机所需功率可分为有效功率和无效功率两个部分。有效功率指消耗于直接有利打浆效果的功率,亦即直接用于切断、分裂和帚化纤维的功率。无效功率是指用于加速浆料循环,以及克服各种机械阻力而消耗的功率;这部分功率对打浆没有直接作用。

(一) 有效功率 根据普尔法的论据,有效功率决定于打浆比压、打浆面积和飞刀辊的圆周速度,即:

$$N_0 = \frac{\mu p F v}{102} \text{ 千瓦 (5-9)}$$

式中 N_0 ——用于切断、分裂和帚化纤维等的有效功率,千瓦;

p ——打浆比压,公斤/厘米²;

F ——打浆面积,厘米²;

v ——飞刀辊的圆周速度,米/秒;

μ ——打浆系数。

打浆系数 μ 随着不同浆料的性质和打浆比压而变动。例如，在7~9公斤/厘米²打浆比压的情况下，处理不同浆料的打浆系数 μ 为：

化学木浆	0.116	化学草浆	0.136
磨木浆	0.144	破布浆	0.128
麻浆	0.170		

打浆系数有时又随着打浆过程的不同打浆效果而变动。例如，在处理破布浆的初期，用于撕裂纤维的有效功率较大，而在打浆后期则消耗功率的有效部分显著下降。因此，其 μ 值大致在0.12~0.22的范围内变动着。有些浆料（例如化学木浆）的打浆系数则始终变动不大。

（二）无效功率 打浆机所消耗的无效功率包括的范围较广，兹分别叙述如次。

1. 浆料受飞刀辊的驱动，由原来的流动速度 v_m 加速至相当于飞刀辊圆周速度 v ，所消耗的功率：

$$N_1 = \frac{q(v^2 - v_m^2)}{2g102} \quad \text{千瓦} \quad (5-10)$$

式中 q ——浆料在宽沟中的流量，相当于 $B \cdot H_p \cdot v_m \cdot \gamma$ 公斤/秒；

B_p ——宽沟的宽度，米；

H_p ——宽沟的水线高度，米；

v_m ——浆料在宽沟中的速度，一般为0.12~0.25米/秒；

v ——飞刀辊圆周速度，米/秒；

γ ——浆料重度，公斤/米³；

g ——重力加速度，9.81米/秒²。

2. 飞刀辊抛掷浆料所消耗的功率：

$$N_2 = \frac{qH_{cp}}{102} \quad \text{千瓦} \quad (5-11)$$

式中 H_{cp} ——浆料抛出的平均高度，米。

$$\text{而} \quad H_{cp} = \frac{H_{max} + H_{min}}{2} \quad \text{米}$$

$$H_{max} = \frac{v^2}{2g} \sin^2 \theta \quad \text{米}$$

$$H_{min} = H_1 + \frac{D}{2} \cos \theta \quad \text{米}$$

式中 H_{max} ——浆料抛出的最大高度，米；

H_{min} ——浆料抛出的最小高度，即自底刀中心点至山顶的距离，米；

v ——飞刀辊圆周速度，米/秒；

θ ——浆料的抛出角，一般约为 $60 \sim 75^\circ$ ；

g ——重力加速度， 9.81米/秒^2 ；

D ——飞刀辊直径，米；

H_1 ——山顶与飞刀辊水平中心线的距离，米。

3. 消耗于克服浆料和飞刀辊之间摩擦作用的功率，可根据飞刀辊在浆料中回轉所受的阻力考虑，并可首先由下列公式着手：

$$R_1 = K_1 F_1 v_0^2 \quad \text{公斤}$$

$$\text{而} \quad F_1 = \frac{\beta}{360} Z_1 \delta_1 L \quad \text{米}^2$$

式中 F_1 ——飞刀辊浸在浆料中的面积， 米^2 ；

R_1 ——飞刀辊在浆料中回轉所受阻力，公斤；

β ——飞刀辊浸在浆料中的角度，一般为 $120 \sim 200^\circ$ ；

Z_1 ——飞刀辊的飞刀总数目；

δ_1 ——飞刀厚度，米；

L ——飞刀长度，米；

v_0 ——飞刀辊对回流浆料的相对速度，米/秒；即 $v_0 = v - v_m$ 米/秒。飞刀辊的圆周速度一般都比浆料回流速度大得多，故 v_m 可略去，即 $v_0 \approx v$ ；

K_1, c ——系数，其数值随刀片材质而定（见表 5—4）。

表 5—4 K_1 及 c 数值

刀 片 材 质	K_1	c
鋼	0.153	1.86~2.0
青銅	0.143	1.85
玄武岩	0.415	1.91~2.05

因此，克服飞刀辊与浆料之间的摩擦作用所需功率为：

$$N_3 = \frac{R_1 v}{102} = \frac{K_1 F_1 v^{c+1}}{102} \quad \text{千瓦} \quad (5-12)$$

4. 克服飞刀辊和周围空气之间的摩擦作用所需功率，应由飞刀辊在回轉中受到周围空气的阻力来考虑。即：

$$R_2 = K_2 \gamma_a F_2 v^2 \quad \text{公斤}$$

$$F_2 = \frac{360 - \beta}{360} Z_1 L h \quad \text{米}^2$$

式中 R_2 ——飞刀辊所受阻力，公斤；

γ_a ——空气重度，1.3 公斤/米³；

F_2 ——飞刀辊露出浆料的部分面积，米²；

h ——刀槽深度，一般为0.04~0.05 米；

K_2 ——系数，一般为0.07~0.08。

因此，消耗于克服飞刀辊和空气所产生摩擦作用的功率为：

$$N_4 = \frac{R_2 v}{102} = \frac{K_2 v_B F_2 v^2}{102} \quad \text{千瓦} \quad (5-13)$$

5. 消耗于克服飞刀辊轴颈和轴承之间的摩擦作用的功率为：

$$N_5 = \frac{\mu_1 P v_n}{102} \quad \text{千瓦} \quad (5-14)$$

式中 μ_1 ——摩擦系数。采用滑动轴承时，取 $0.05 \sim 0.1$ ；

采用滚动轴承时，取 $0.005 \sim 0.01$ ；

P ——飞刀辊和皮带张力施诸于轴承上的压力，公斤；

v_n ——轴颈的圆周速度，米/秒。

$$\text{而} \quad P = \sqrt{P_0^2 + P_1^2 + 2P_0 P_1 \cos(\beta_1 \pm \alpha_1)} \quad \text{公斤}$$

设轴承安装在水平梁架上时，则轴承沿底刀中心线的压力为

$$P_0 = \frac{G}{\cos \alpha_1} - S \quad \text{公斤}$$

$$P_1 = (3 \sim 5) \frac{102 N'}{v} \quad \text{公斤}$$

$$G = G_1 + G_2 + G_3 \quad \text{公斤}$$

P_0 ——工作时轴承沿底刀中心线所受的压力，公斤；

P_1 ——皮带传动的总拉力，公斤；

G ——飞刀辊总重量，公斤；

G_1 ——飞刀辊本身重量，公斤；

G_2 ——飞刀辊转轴重量，公斤；

G_3 ——皮带轮的重量，公斤；

β_1 ——皮带传动的皮带轮中心联线和刀辊垂直中心线的交角；

- S ——操作时，底刀对飞刀辊的反作用力，公斤；
 α_1 ——飞刀辊垂直中心綫与底刀中心綫之間的夹角；
 N' ——計算打浆机时的估算总功率，千瓦；
 v ——飞刀辊圓周速度，米/秒。

同时，
$$v_n = \frac{\pi d_n n}{60} = v \frac{d_n}{D} \text{ 米/秒}$$

根据以上所述情况可見，打浆机所需电动机的总功率为：

$$N = 1.2 \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{\eta_i} \text{ 千瓦} \quad (5-15)$$

式中 1.2——安全系数；

η ——传动效率，一般为0.95~0.97。

直接用于处理浆料的有效功率占总功率的百分率的比值称为打浆机的效率，即：

$$\eta_p = \frac{N_0}{N} \times 100\% \quad (5-16)$$

一般打浆机的效率約为40~60%左右。

九、打浆机的安装

打浆机浆槽和基础施工完成后，即需要进行打浆机各个部件的安装。

打浆机的安装过程可分为下列几个步骤：

- (一) 定好各部件中心綫与标高；
- (二) 安装飞刀辊的支架、横杆、軸承；
- (三) 安装飞刀辊的升降机构；
- (四) 安装底刀，并灌注水泥浆；
- (五) 安装飞刀辊；
- (六) 安装皮带輪与电动机；

(七) 安装洗鼓及其附属设备；

(八) 安装机盖。

安装每个部件时，要根据设计图纸，校验其位置、水平度和标高。在整个安装过程中，要特别注意底刀的安装质量，以保证在打浆操作中飞刀和底刀能很好地接触，而且又能便于底刀的更换。因此，在安装底刀时，必需进行仔细的校验。兹将其具体进行情况叙述如次。

在建造浆槽时，即已在宽沟槽底根据设计图纸规定的位置预留凹穴，以供安装底刀床之用。安装时，首先是将固定在底刀匣内的底刀装在前经过加工的底刀床内，然后将底刀床 5 安置于槽底凹穴中，再用垫铁 6 将其稳定着（图 5—21 乙）。此时即可采用特制样板 7 校正底刀。

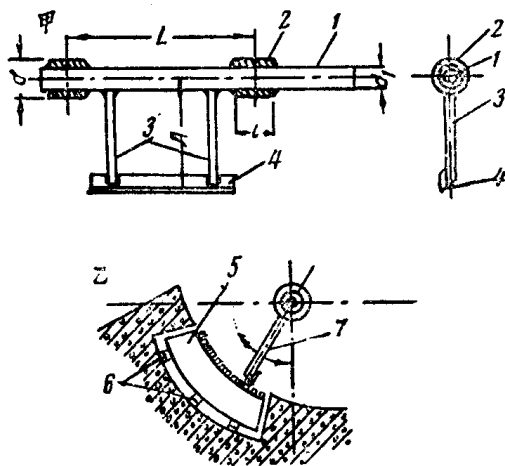


图 5—21 底刀的安装与校正

样板用钢管与飞刀片制成。钢管的直径为75~100毫米，其长度则应与打浆机主轴长度相等。如图 5—21 甲所示，在钢管 1 的两端分别焊上两个套管 2，其外径应较打浆机主轴轴颈大 2~3 毫米，长度则应较主轴轴承大 50~60 毫米。两个套管的焊接位置应相当于打浆机轴承的位置。将焊有套管的钢管放在车床上找正，并根据打浆机主轴轴颈的规格对套管进行切削加工。在加工后的钢管 1 上焊接两根由型钢制成的棒规 3。两根棒规在钢管上的焊接位置的距离应相当于飞刀落在主轴上的位置。焊接后的棒

規長度應較飛刀輥外半徑小20~30毫米。再在棒規的末端焊上一塊飛刀片，然後在車床上加工，使飛刀片外緣到鋼管中心的距離等於飛刀輥外半徑。符合這個要求後，即可供底刀的找正用。

將特制樣板安裝在飛刀輥主軸軸承上，使其慢慢轉動，同時觀察樣板和底刀的吻合情況。在校正過程中，可調整墊鐵6，使底刀表面和樣板飛刀獲得良好接觸。校正確切後，用水泥漿灌注底刀床的外殼，固定底刀床的位置，使其養生硬化5~6天後，再安裝飛刀輥及其他部件。

十、打漿機的試運轉、磨刀和對刀

打漿機全部安裝妥當後，必須檢查所有部件，特別是檢查各處螺絲是否上緊、飛刀輥嵌木是否壓緊。同時洗淨軸承，並注滿潤滑油。檢查完畢，首先開動電動機，運轉十餘分鐘，然後利用皮帶叉套上皮帶，使飛刀輥進行空運轉。在空運轉時，應抬起飛刀輥使不與底刀接觸。空運轉持續一小時左右，即可停車，進行必要的校正工作。如有必要，再進行空運轉。

經過空運轉後，應往漿槽內注滿清水，使飛刀輥的一部分和底刀浸泡在水中，浸泡時間一般約需6~7天（如採用50~60°C的溫水，則浸泡時間可縮短至4~5天）。在浸泡期間，要定期用人工轉動飛刀輪，每天約兩次，使飛刀輥各個部分輪流獲得浸泡機會。經過充分浸泡後，飛刀輥和底刀的嵌木因吸收水分獲得膨脹，從而壓緊刀片。

浸泡完畢後，即可進行對刀和磨刀。對刀是檢查沿飛刀輥全面寬度飛刀和底刀之間的距離是否一致。通常採用的方法是：抬起飛刀輥，使飛刀與底刀之間保持5~7毫米的距離。在飛刀刃口上塗以鉛丹，取一塊2~3毫米厚的紙板或漿板，放在底刀上。緩緩落下飛刀輥，使其緊壓在紙板或漿板上；由於飛刀輥本身的重量，在紙板或漿板上形成紅色印迹。根據這些印迹，可大致判斷飛刀與底刀的全面接觸情況。用手轉動飛刀輥，使轉至另外幾塊飛刀片，再按同法檢查其與底刀的接觸情況。如飛刀與底刀接觸不夠均勻，則應進行磨刀。

磨刀前，可在漿槽內裝滿清水，抬起飛刀輥，使其不與底刀接觸。為加速磨刀操作，又可考慮在飛刀輥前後裝設25~30毫米厚的橫向木板，前面一塊木板應距飛刀輥200~300毫米，後面一塊則距飛刀輥150~200毫米；

同时，又可在前隔板开一洞口，以供装沙。准备妥当后，开动电动机。俟槽内清水略为循环后，即可慢慢加入河沙（粒度不超过1.0~1.5毫米），每次加入量约为100~150公斤。加完细沙后，开始逐渐落刀，并且经常注意电流的变动情况。电流下降时，应继续落刀，使电流保持稳定。当磨刀操作将要结束时，落刀即会使电流急剧上升；此时应特别注意磨刀操作，直至电流下降后，再落刀，重复数次，即可结束磨刀操作。此时，可取去挡板，挖出细沙，用水彻底洗净浆槽、飞刀辊及底刀，再进行对刀。磨刀一般要延续8~24小时。磨刀时，要注意水温不要超过50~60°C。

近年来，又有采用电磨法。电磨法是在飞刀和底刀通入电流，利用两者接触时发生的火花进行磨刀。

十一、打浆机的维修

打浆机使用日久，刀片受到磨损，直接影响打浆质量和延长打浆时间。因此到一定时期后，必须进行检修。底刀通常比飞刀磨损较快；当底刀磨下13毫米时，飞刀辊和山形部的距离太近，易于引起碰撞。为此，应从打浆机侧边抽出底刀，并用铁垫将底刀垫高。有时也可采用削薄底刀刀片间嵌木的办法，以延长底刀的使用寿命。底刀磨损至极矮，已不能再用，则应更换新底刀。

更换新底刀时，应根据飞刀辊上飞刀片的磨损情况，确定底刀的安裝高度，并根据此一高度将装有新底刀的底刀匣放入底刀床内。此时，又应根据飞刀的磨损情况，找好底刀与飞刀的同心圆弧位置，再在底刀匣两旁嵌入三角木楔子，将其固定在底刀床内。装上底刀匣后，应在底刀床侧面及飞刀辊前面检查底刀与飞刀的接触情况，再安上侧盖。然后，开动打浆机，缓缓落下飞刀辊，直到有火花发生为止。根据火花的发生情况，可以判断飞刀和底刀的接触情况；据此调整直至飞刀和底刀全部吻合为止。如果发生接触情况仍然不能改善，则应进行磨刀。

进行打浆机小修时，应同时检查飞刀和底刀的刀槽的深度，即刀片高出嵌木的高度。飞刀的刀槽深度应为50毫米，底刀的刀

槽深度則应为 6 ~ 7 毫米。此外，又应检查飞刀与底刀的吻合情况，其間隙一般不应大于 0.5 ~ 1.5 毫米，而且應該是全面均匀。需要拆卸皮帶輪时，首先松开輪輻螺栓，再用斜形鉄块将輪轂张开，将鍵取出，然后卸下皮帶輪。修理完毕后，則应首先上紧皮帶輪螺栓，将鍵装入，并預留窜动距离，再放綫找正皮帶輪与主动帶輪的相对位置。检修时，又应检查飞刀輪主軸和洗鼓齒輪。检修后，在各个軸承处注油潤滑，进行試运转，并逐步落刀，直至皮帶輪不发生搖曳或窜动、飞刀与底刀吻合不发生噪音；然后停車，装上传动部分的安全罩。

刀片的使用寿命視打漿操作、打漿比压、漿料性質、填料用量和施胶 pH 值等因素而定。一般鋼質飞刀可使用 3 年以上，磷青銅飞刀也可以使用 2 ~ 3 年，不銹鋼刀片則可使用 4 ~ 5 年。底刀的耐用程度則較低，一般鋼質底刀可使用 5 ~ 9 个月，磷青銅或不銹鋼底刀則可使用 1 ~ 2 年。一般規定，检修或更換底刀属于小修范围，而飞刀的更換較為費时費事，故列为大修。

在打漿操作中，应經常注意对打漿机的維護工作。注意漿料中不要带入鉄屑、石子或其他硬物，以免碰伤刀刃或引起飞刀輓的振动。要經常检查軸承的温度，及时注油。如停車時間較长，則应在漿槽內注滿清水，使飞刀輓和底刀浸泡在水中，并經常轉动飞刀輓，防止嵌木因干燥而收縮，使刀片脫松。

第二节 錐形磨漿机

一、錐形磨漿机的結構

錐形磨漿机具有一个錐形轉子 R（图 5—22b），其周圍装有多個与轉軸平行的刀片 K，刀片間用硬木条 L 楔牢，以防刀片松动。由于轉子是圓錐形，其兩端的刀片間距是不相同的。为弥补这个缺陷，在轉子的大直径一端，装上若干短刀；短刀是装置在长刀之間。轉子支承在軸承 B 上（图 5—22a），大直径一端的

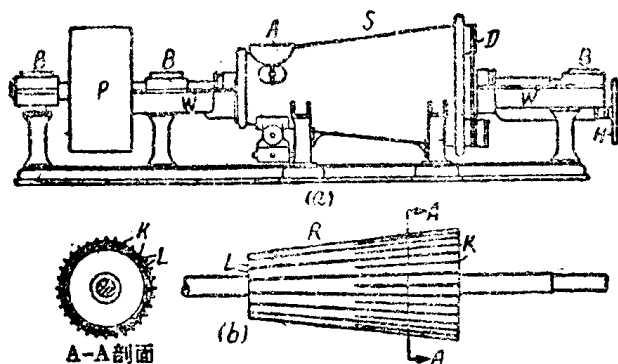


图 5-22 錐形磨浆机

軸承为推力軸承。利用手輪H，可調節調整机构，使軸承沿軌道W作軸向移动，从而調節轉子上刀片和装在外壳S內壁的底刀之間的距离。

錐形磨浆机的轉子可以由电动机通过皮帶輪P带动而回轉（图 5-22a），也可以是由电动机通过联轴器直接驅動（图 5-23）。

旧式磨浆机的进浆口在小头A处，浆料进入磨浆机，通过轉子和底刀之間受打浆处理，并受到轉子的离心力，由小头流向大头，并在D处排出。此种旧型錐形磨浆机的轉速为 250 ~ 800 轉/分；而高速磨浆机的轉速則达1000~1500轉/分。

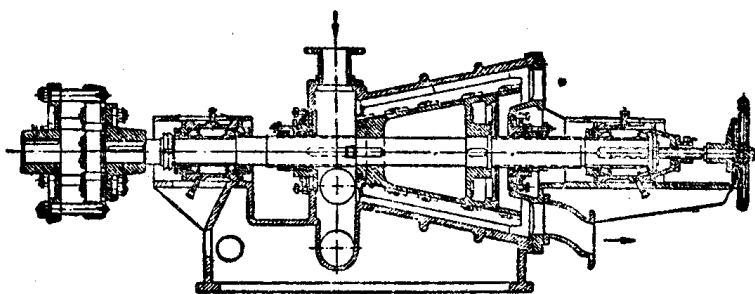


图 5-23 直接傳動的錐形磨浆机

表 5—5 所列為錐形磨漿機的一般特征。

表 5—5

錐形磨漿機的特征

轉子和外殼的刀片厚 (毫米)	6~12
外殼底刀的角度 (度)	170~178°
底刀與轉子刀片的交角 (度)	6~10°
轉子圓錐角 (度)	12~23°
刀槽寬度 (毫米)	
外殼底刀	10~12
轉子刀片	10~20
刀槽深度 (毫米)	10~20
轉子和外殼的村料	鑄鐵或鑄鋼
轉子平均綫速 (米/秒)	
普通磨漿機	5~10
高速磨漿機	19~28
磨漿機打漿的有效利用率 (%)	65~70

二、錐形磨漿機的主要構件

(一) 轉子 轉子的結構與打漿機飛刀輥近似。通常以 3~4 個 70 毫米左右厚度的鑄鐵輪輻作為輥架，再在其周圍安裝長短刀，即為轉子。也有鑄制實心的輥架，在其錐面上刨有齒形方槽，以供安裝刀片用。近年來，為適應工藝上較大的壓潰程度的要求，又有採用鑄鋼將轉子連同長短刀一起鑄造出來。轉子的錐度一般為 12~15%，近年來則有趨於採用高達 25% 的錐度的。

轉子的表面具有長刀和短刀兩種，刀片一般均採用 G6 號鋼材制成。長刀的長度與轉子母綫長度相等，寬度則約為 50~60 毫米。短刀則僅為長刀長度的 1/2~2/3。刀背中部根據轉子輪輻的數目及其位置刨有槽形缺口，刀片兩端也有槽形缺口（圖 5—24）。碳素鋼制成的刀片如經常用以作重刀打漿，則僅能使用一年左右。為提高刀片的使用壽命，也有採用錳鋼、鉻鋼或蒙氏

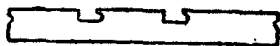


圖 5—24 錐形磨漿機的刀片

合金制成长短刀的，其使用寿命可达5~7年以上。此外，为适应高級紙張的生产，又有采用磷青銅刀的；石質刀片的采用則是為适应粘狀打漿的需要。一般刀片厚度為6~10毫米，視漿料性質和磨漿要求而定。

在安裝刀片時，首先將轉子中部輪輻裝上鐵箍，然後將刀背的槽形缺口卡入鐵箍間，並自大头將其打入鐵箍內。裝上刀片後，即可將其餘兩個鐵箍紅裝在刀片的兩端。最後在刀片間打入硬木，以防止刀片鬆動。嵌木的寬度應隨轉子的錐角而變動；在大直徑一端寬度一般為20毫米，在短刀末端處則約為15毫米。嵌木的深度通常為10~14毫米。

磨漿機使用一定時期後，刀片受磨損以致刀槽深度逐漸減小，因此必須以人工調節轉子使其向小直徑一端推移，以保持轉子刀片與外殼底刀間的一定距離。為此，必須將轉子大直徑端的刀片的末端100~150毫米左右長度處旋成圓柱形，安裝時使這一部分長刀不與底刀接觸。俟轉子刀片磨損時，推進轉子，即不致發生“打刀”。

高速磨漿機又在轉子小直徑一端的前方，裝有漿葉式推進器，以便沿軸向將漿料推到轉子長短刀與底刀之間。一般處理高濃度漿料的磨漿機都附有類似的推進器裝置。

（二）外殼 錐形磨漿機的外殼是用鑄鐵制成，一般是分別鑄成兩塊或四塊，然後用螺絲組合；小型磨漿機間也有採用整個鑄制的外殼。外殼的里壁裝有底刀。底刀是用鋼板制成具有170~

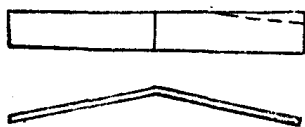


圖 5—25 錐形磨漿機的底刀

180°夾角的形狀（圖 5—25），即與轉子刀片成6~10°的交角，以避免轉子刀片與底刀發生卡住的可能，同時又能對漿料起攪拌作用，並保證漿料在磨漿機內的停留時間。

底刀的長度約為300~350毫米，厚度為6~10毫米，寬度為

50~60毫米。底刀是順着外壳圓周排列，一般分为8組。在外壳圓周上，每隔兩組底刀的位置，安裝一根30~40毫米寬、20毫米厚的墊鉄；墊鉄的长度应与外壳圓錐母綫相等，其断面应为梯形，以便安裝底刀用。

底刀一般是順着外壳圓錐形的母綫分为2~4列安裝。为适应刀片磨損后，將轉子向小直径端推移的需要，外壳小直径端最后一組底刀的末端也要削去100~150毫米左右（如图5—25所示的虛綫），使其成圓柱形，防止发生“打刀”。

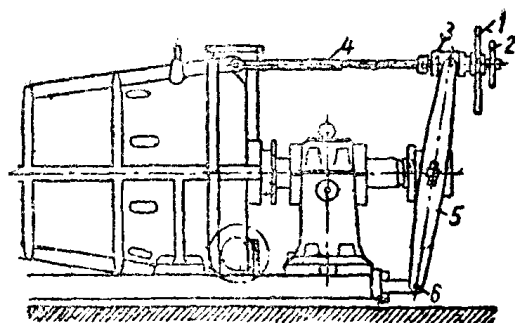
（三）軸和軸承 为保証轉子刀片与底刀全面密切地接触，必須选择具有足够强度和刚度的轉軸，使轉子的挠度維持在极低的限度內。根据这个認識，一般轉軸的直径均在125~150毫米左右。

旧型磨浆机多采用水冷油环滑动軸承。在磨浆机的运轉过程中，产生很大的軸向分力，因此軸挡式軸瓦的槽口很容易被磨損，其最后結果必然会引致轉子的窜动。这是采用普通軸承的一个很大的缺点，除此而外，功率消耗也較大。为此，新式磨浆机多已改用滚动軸承和推力軸承。

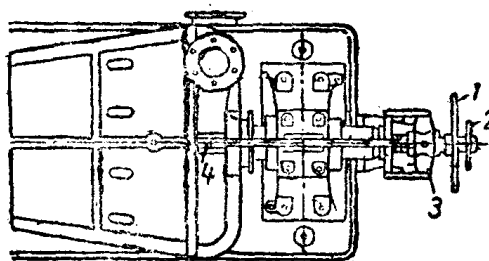
随着刀片的磨損、以及磨浆操作时进刀退刀的需要，轉子必需能够有沿軸向移动的可能。为满足这个需要，軸承是安装在兩道滑軌之上，借助于調节机构使軸承在滑軌上移动。

（四）調节机构 用以調整轉子长短刀和底刀之間的距离的調节机构有多种型式。茲就常用的两种型式叙述如下。

图5—26所示为伏特式磨浆机的一种調节机构。螺杆4的一端絞接在磨浆机外壳上，另一端則装在套筒3內。套筒3安装在直立杠杆5上。杠杆5用两块鑄鉄板或鋼板制成，其中部与磨浆机轉軸的推力軸承相連接，底部則通过杠杆6与磨浆机底座絞接着。进行調节时，首先松开带有鎖紧螺母的手輪2，再轉动手輪1，即可使轉子沿軸向移动。調节妥当后，应轉动手輪2鎖紧手輪1的螺母，使不再发生窜动。



側視圖



平面圖

图 5—26 伏特式錐形磨漿机的調节机构

图 5—27所示为另一种調节机构。如图所示，在軸承座的两边装有两根絲杆。在磨漿机轉軸的端部則装有一个鍛鋼制的橫軛 1，将两根絲杆上的手輪 2 和套筒 3 連結在一起。轉动手輪 2，即可使轉子沿軸向移动，以調节长短刀和底刀間的距离。

錐形磨漿机在工作时的进刀范围一般仅限于 2~3 毫米內。只有在刀片磨損到一定程度后，在停机进行調刀时，才可以将其移动較大的距离，例如中型磨漿机有时需要調刀至 100 毫米左右。

进刀或退刀一般可以依据磨漿机所发生的声音来判断；也可以依靠安裝在手輪上的指針和电动机的电流表，来正确掌握刀距的調节。

(五) 联軸器 利用电动机直接带动的磨漿机所采用的联軸器有如图 5—28 所示。联軸器是由两个带横筋的鑄鉄圓环組成，

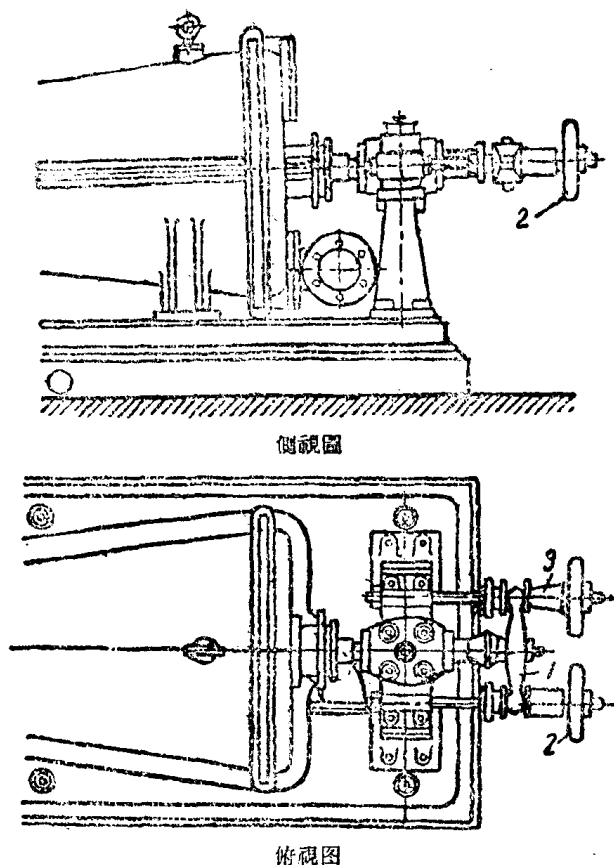


图 5—27 錐形磨浆机的調节机构

在內外鉄环的橫筋上纏繞一根皮帶。电动机轉軸 h 的輪輻以螺栓固定在外鉄环上。磨浆机轉动軸 e 所帶的十字幅 l 則卡在內鉄环里。为使十字幅能更好地在內鉄环上滑移，装有滑軌 1 ，使磨浆机轉軸能沿軸向移动。運轉时，电动机通过內外鉄环間的纏繞皮帶，驅動轉子。

(六) 进料口与出料口 錐形磨浆机的进料口一般是位于外壳小直径端的上部，通常是与外壳一同鑄出，或分別鑄造，然后用螺栓装配。为防止砂粒、金属片等杂质进入磨浆机內，有在进

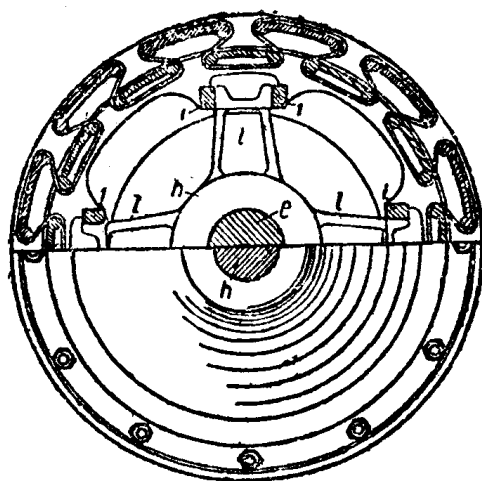


图 5—28 直接传动的锥形磨浆机用联轴器

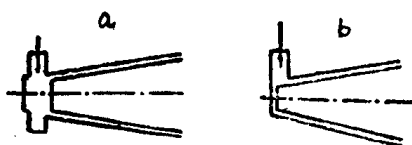


图 5—29 锥形磨浆机进料口

料口的下方設置沉砂沟。
图 5—29b 所示为沒有沉
砂沟的结构；图 5—29a

則为与外壳鑄在一起的沉砂沟結構。图 5—30所示为带有外部沉砂器的磨浆机。沉砂器单独鑄制，然后安装在外壳上。沉砂器內設有一块带鈎的挡板，以截留砂粒等杂质。

磨浆机出料口一般是設在大直径端的后盖板上，其具体位置視磨浆要求而定。設在后盖板上部的出料口，可以在一定程度上保証較长的磨浆时间。要求浆料通过量較大的磨浆机，則多将出

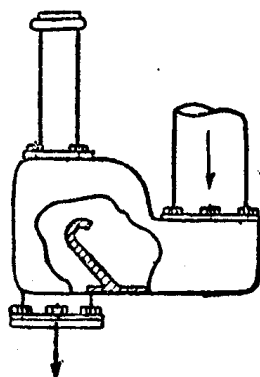


图 5—30 带有外部沉砂器的
锥形磨浆机

料口設在后蓋板的中部或下部。

三、錐形磨漿機轉子的綫速度

錐形磨漿機轉子的綫速度可由下式來理解：

$$v_{cp} = \frac{\pi D_{cp} n}{60} \quad \text{米/秒} \quad (5-17)$$

式中 v_{cp} ——轉子的平均綫速度，米/秒；

n ——轉子的轉速，轉/分；

D_{cp} ——轉子的平均直徑，米。

而 $D_{cp} \approx D_1 + D_2$ 米

$$D_1 = D_2 + 2L \operatorname{tg} \alpha \quad \text{米}$$

式中 D_1 ——轉子大端的直徑，米；

D_2 ——轉子小端的直徑，米；

L ——轉子長度，米；

α ——轉子圓錐角的一半，度。

四、錐形磨漿機的功率

跟打漿機一樣，錐形磨漿機所需電動機的功率也可分為有效功率和無效功率兩個部分。

(一) 有效功率 錐形磨漿機的有效功率可根據下列公式進行計算：

$$N_o = \frac{\mu P F_i v_{cp}}{102} \quad \text{千瓦} \quad (5-18)$$

式中 P ——打漿比壓，一般為0.5~3公斤/厘米²；

F_i ——打漿面積，厘米²；

v_{cp} ——轉子的平均綫速度，米/秒；

μ ——打漿係數，參閱打漿機功率計算部分。

由於轉子是圓錐形的，其打漿面積的計算較為複雜。茲以外殼上具有三段底刀的磨漿機為例，說明打漿面積的計算。

由图 5—31 可見，磨浆机的打浆面积为：

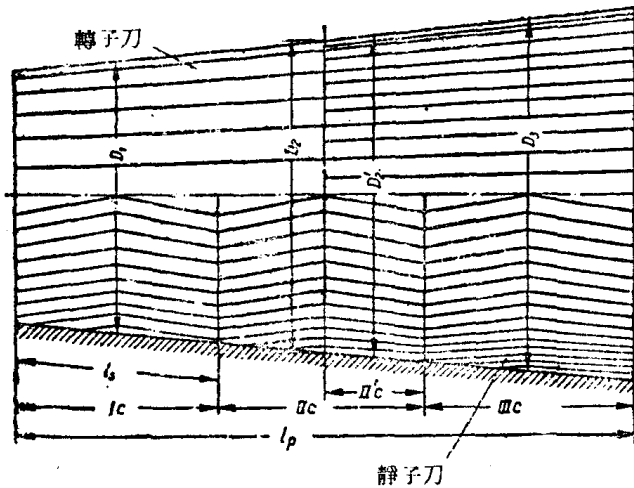


图 5—31 磨浆机打浆面积計算图

$$(F_1)_3 = \frac{Z_p}{2} \frac{\delta_p \delta_c}{\pi} \left[\left(\frac{Z_{c_1}}{D_1} + \frac{Z_{c_2}}{D_2} + \frac{Z_{c_3}}{D_3} \right) l_3 + \frac{(l_k - l_s) Z_{c_2}}{D_2} + \frac{l_s Z_{c_3}}{D_3} \right] \text{厘米}^2 \quad (5-19)$$

式中 $Z_p, Z_{c_1}, Z_{c_2}, Z_{c_3}$ ——磨浆机轉子及外壳各段底刀的刀片数目；

δ_p, δ_c ——磨浆机轉子刀片和外壳底刀的厚度，毫米；

l_s ——母綫上外壳底刀的分段长度，即曲底刀的长度，厘米；

l_k ——轉子上短刀的长度，厘米；

D_1, D_2, D_3 ——外壳底刀各段的平均直径，厘米。

而 $l_s = \frac{l_p}{m \cos \alpha}$ 厘米

式中 l_p ——轉子长度，厘米；

m ——外壳底刀段数；

α ——轉子的錐度，度。

同理，外殼上具有兩段底刀的磨漿機的打漿面積為：

$$(F_i)_2 = \frac{Z_p}{2} \frac{\delta_p \delta_c}{\pi} l_s \left(\frac{Z_{c1}}{D_1} + \frac{2Z_{c2}}{D_2} \right) \text{厘米}^2 \quad (5-20)$$

而外殼上具有四段底刀的磨漿機的打漿面積為：

$$(F_i)_4 = \frac{Z_p}{2} \frac{\delta_p \delta_c}{\pi} l_s \left[\frac{Z_{c1}}{D_1} + \frac{Z_{c2}}{D_2} + 2 \left(\frac{Z_{c3}}{D_3} + \frac{Z_{c4}}{4} \right) \right] \text{厘米}^2 \quad (5-21)$$

在一般情況下，轉子刀片和外殼底刀的厚度是相同的，即 $\delta_p = \delta_c = \delta$ ，而且刀片間的距離又為 $t_p = t_c = (3.0 \sim 3.5)\delta$ 。取各段底刀間的距離為 $t_p = t_c = 3\delta$ 時，則上列各式可寫為：

$$(F_i)_3 = 0.17 Z_p \delta (3l_s + l_n) \text{厘米}^2 \quad (5-22)$$

$$(F_i)_2 = 0.43 Z_p \delta l_s \text{厘米}^2 \quad (5-23)$$

$$(F_i)_4 = Z_p \delta l_s \text{厘米}^2 \quad (5-24)$$

(二) 無效功率 磨漿機的無效功率是指消耗于漿料流速的變化，以及克服各種機械摩擦損失的功率。

1. 當漿料進入磨漿機內，受轉子刀片的撞擊而產生一定的速度。此一速度相當于小直徑端的圓周速度。在此過程中所消耗的功率為：

$$N_1 = \frac{q v_2^2}{102g} \text{千瓦} \quad (5-25)$$

式中， q ——進入磨漿機的漿料，公斤/秒；

v_2 ——轉子小直徑端的圓周速度，米/秒；

g ——重力加速度，9.81米/秒²。

2. 在磨漿過程中，漿料線速由相當于小直徑端圓周速度的數值提高到大直徑端的圓周速度。其所消耗功率為：

$$N_2 = \frac{q (v_1^2 - v_2^2)}{102g} \text{千瓦} \quad (5-26)$$

式中 v_1 ——轉子大直径端的圓周速度，米/秒。

3. 克服漿料與轉子的摩擦作用而消耗的功率：

$$N_3 = \frac{KF_p v_{Cp}^{c+1}}{102} \text{ 千瓦} \quad (5-27)$$

式中 F_p ——摩擦面積，米²；

K ——係數，一般為0.4；

c ——係數，一般為2。

$$\text{而 } F_p = \frac{\pi}{4} (D_0^2 + D_n^2 - 2d^2) + \frac{Z_p}{2} \delta (l_0 + l_k) \text{ 米}^2$$

式中 D_0 、 D_n 、 d ——轉子大端、小端和轉軸的直径，米；

l_0 ——轉子長刀的長度，米；

l_k ——轉子短刀的長度，米；

Z_p ——轉子刀片數目；

δ ——轉子刀片厚度，米。

4. 消耗于克服軸承和推力軸承的摩擦阻力的功率為：

$$N_4 = \frac{\mu_1 v_n P_1}{102} + \frac{\mu_2 v_n P_2}{102} \text{ 千瓦} \quad (5-28)$$

式中 P_1 ——軸承的徑向負荷，等於轉子的重量，公斤；

P_2 ——推力軸承所受的軸向推力，即 $P_2 = p F_1 s_n \alpha$ ，式

中 p 為打漿比壓， F_1 為打漿面積， α 為轉子錐度；

v_n ——軸承的軸頸圓周速度，米/秒；

v_n ——推力軸承的軸頸圓周速度，米/秒；

μ_1 、 μ_2 ——摩擦係數。

因此，錐形磨漿機所需電動機的功率為：

$$N' = 1.25 \frac{\sum_0^4 N_i}{\eta'} = 1.25 \frac{N_0 + N_1 + N_2 + N_3 + N_4}{\eta'} \text{ 千瓦} \quad (5-29)$$

式中 1.25——安全係數；

η' ——傳動效率。採用皮帶間接傳動時， $\eta' = 0.93$

~0.95; 采用联轴器直接传动时, $\eta' = 0.97$ 。

而磨浆机的有效利用率则为:

$$\eta = \frac{N_0}{N'} \times 100\%$$

η 值一般可达到70%以上, 这是锥形磨浆机突出的优点。

五、锥形磨浆机的磨刀

锥形磨浆机的磨刀方法基本上与打浆机的磨刀相同。进行砂磨时, 可采用金钢砂或1.5~2.0毫米粒度的河砂。每台磨浆机每次磨刀约需50公斤金钢砂或0.2~0.3米³河砂。通常采用的砂磨方法有间歇磨刀和连续磨刀两种。

间歇磨刀的方法是: 首先将转子刀片退离外壳刀片, 将出料口封闭着, 然后往磨浆机内注满水, 并加入8~12公斤金钢砂(如采用河砂, 可略多加入些)。开动电动机, 使转子回转, 再转动调节机构, 推进转子, 使转子刀片和底刀相接触, 开始磨刀。在磨刀时, 应经常注意电动机的电流负荷, 绝对不能让其超过最大容许负荷。磨刀操作应延续至转子刀片和底刀间的接触面积达到80%左右为止。磨刀的水温以不超过60°C为度。

连续磨刀大多采用河砂, 磨浆机的出料口敞开着。其操作方法与间歇磨刀基本相同, 只是需要不断地在小直径端进料口处加入清水和河砂, 而由河砂和水混成的稀泥浆则连续由出料口排出。

第三节 盘形磨浆机

盘形磨浆机依靠离心力的作用, 将浆料送进盘面之间, 受圆盘刀打浆处理。浆料在圆盘之间主要受扭力和折力的作用, 而很少有切断作用。盘形磨浆机有圆盘磨、双盘磨、三盘磨等数种。圆盘磨具有两个磨盘: 其一为固定的, 另一为回转的。双盘磨的两个磨盘则以不同回转方向, 进行磨浆。三盘磨的中间一个磨盘是回转的, 两边的两个磨盘则是固定的。各种类型盘形磨浆机结构原理大致相同, 兹分别就圆盘磨浆机和双盘磨浆机叙述如下。

一、圆盘磨浆机的结构

圆盘磨浆机（又称单盘磨）是由一个带有外壳的机座和一个与进浆管连接的侧盖组成（图 5—32）。在外壳内，装有一对天然石、人造石或钢板制成的圆盘，其相对表面均刻有刀纹。一个圆盘是固定在外壳的盘壁上，另一个圆盘则装置在转轴上。转轴支承在设于机座和侧盖的三个滚动轴承上，并利用电动机通过皮带或三角胶带和皮带轮驱动，使其每分钟回转250~300次。机座和侧盖都是用铸铁制成的。转轴的一端与传动装置连接着，另一端则装有调整器，用以控制磨浆压力。

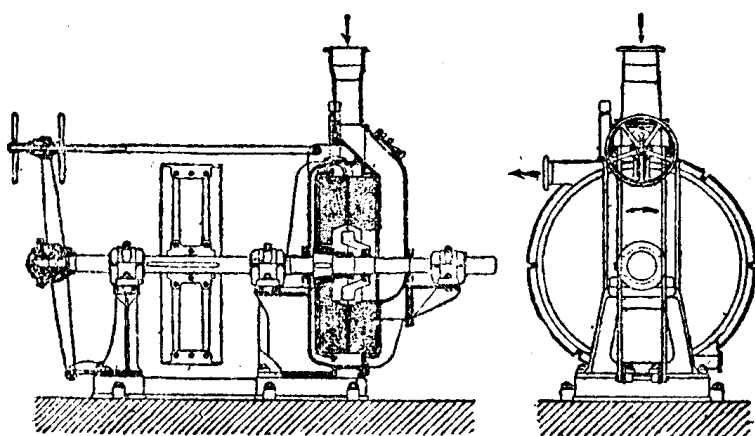


图 5—32 圆盘磨浆机

操作时，浆料由进浆管进入圆盘之间，打浆后的浆料则由外壳的排浆口排出。

二、双盘磨浆机的结构

图 5—33所示为双盘磨浆机的结构示意图。磨盘 2 和 3 安置在机罩 14 内，分别由两台专门的电动机 4 和 5 带动。两个磨盘的

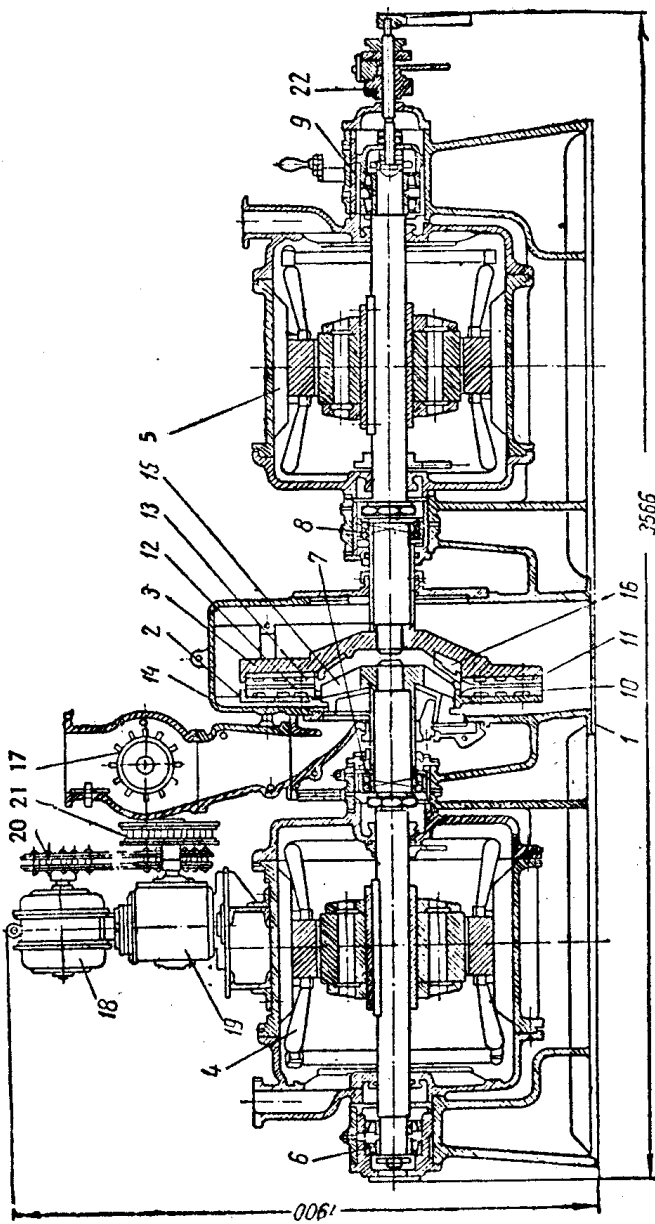


图 5—33 双盘磨浆机

距离可用調整裝置22进行調整；調整裝置具有一个带螺絲杆的微量調整机构。漿料由供料器17送入磨盘之間。供料器是由电动机18通过減速器19，用鏈条20和蝸輪21驅動。漿料經過漏斗后，由磨盘2中央的进料孔15进入两个磨盘之間。

整个机座1是用鑄鐵制成；在机座上有四个軸承台，分別安装着四个軸承6、7、8和9。在中間机座的底部有一个长方形开孔，作为出料口。机座是固定在基础上，而机罩14則以螺栓固定在机座上，并以填料函密封接合处，防止漿料的漏出。在机罩底部設有白水管，使磨碎的漿料获得稀释。

在机座底部，位于出料口之下，設有漿沟，以盛接磨碎的漿料。漿沟一般是修建在設備基础上。漿沟內設有閘板，供調整漿沟內漿位用，从而利用漿料冷却磨盘的温度，以提高磨漿的質量 and 产量。

图中10、11、12和13为磨盘上的扇形板，16則为磨盘上的防护小圆盘。

双盘磨漿机的轉速为1000轉/分，磨漿浓度为11~13%，而操作温度为60~75°C。

三、双盘磨漿机的主要构件

(一) 供料器 供料器是由一个漏斗形外壳6內装轉鼓1組成(图5—34)。外壳用鑄鐵制成，轉鼓則用鋼板焊接制成。轉鼓的直径为195毫米，长度为322毫米；沿轉鼓的径向装有25毫米长的圓鋼棒2。在轉鼓的旁边安装一根热水管7，以便必要时加热水，稀释与軟化漿料，使其更易受磨。轉鼓外径到漏斗壁的距离可用挡板9进行調整。挡板用两个螺栓固定在漏斗的上頸部；挡板中部有一个把手，用以調整挡板的高低位置。

图中所示3为固定轉鼓的鍵，4为轉鼓的传动軸。电动机通过鏈輪10带动蝸杆11，轉动蝸輪8，使轉鼓回轉。图中5和12为传动軸和蝸杆的滚动軸承。

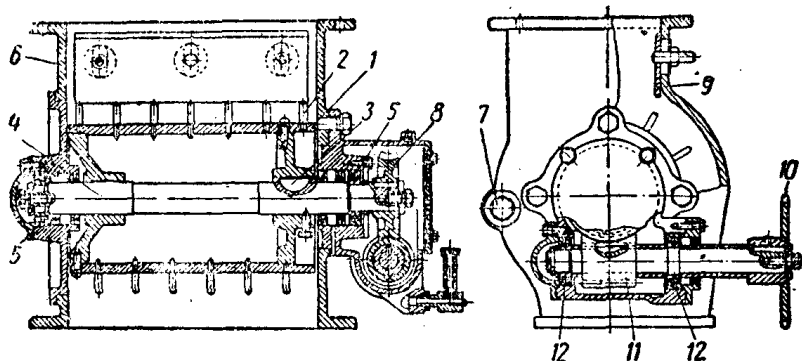


图 5—34 双盘磨浆机的供料器

(二) 磨盘 双盘磨浆机的最重要部件，由一个直径 900 毫米左右的圆盘 2、六块刻有磨纹的扇形板 3 和一个防护小圆盘 4 组成（图 5—35）。扇形板和防护小圆盘都是用螺栓固定在圆盘上，磨损后随时可以拆换。

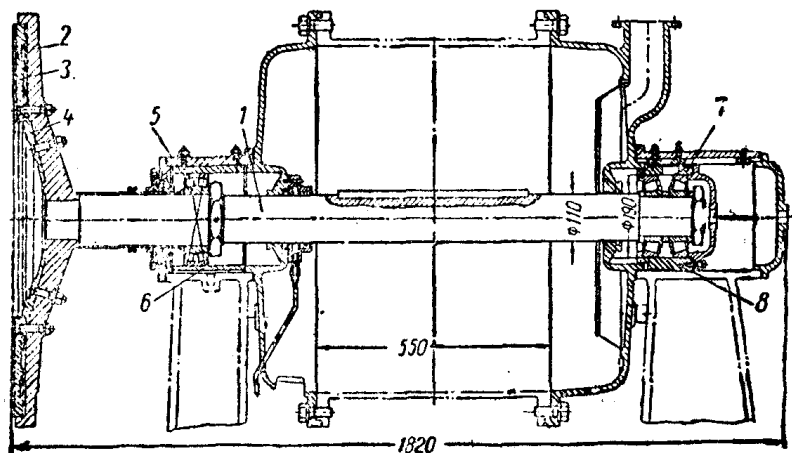


图 5—35 磨盘和轉軸

磨盘是安装在轉軸 1 上。在轉軸上，裝置滚动軸承 5 和錐形滚动軸承 7；此两个軸承又分別放置在軸承套 6 和 8 中。軸承套

6 以螺絲夾牢在機座軸承架上，軸承 5 在套內可作軸向移動。軸承套 8 則受調整裝置的推動，可沿機座軸承架上的軌道移動。

磨盤的轉軸 1 也是電動機的傳動軸，因此在安裝時必須嚴格注意磨盤側面的密封。轉軸一般採用中碳鋼製成。電動機為特殊結構，以便與磨盤公用一根轉軸，而且要保证轉軸能沿軸向移動 90 毫米的距離。此外，電動機又應具有較大的起動力矩和防潮性能。

在磨盤的扇形板上，刻有各種形狀的磨紋。磨紋的形狀主要根據漿料性質和磨漿要求而定，目前常用的磨紋有銳齒密紋（圖 5—36a）和鈍齒（圖 5—36b）兩種。

磨紋的形狀和深度對磨漿效果有直接關係，因此在安裝時必需注意磨盤表面保持高度的平整。防護小圓盤的作用是為了保護圓盤的表面，使其不致過易磨損；防護小圓盤磨損後，其更換工作也較為簡單。

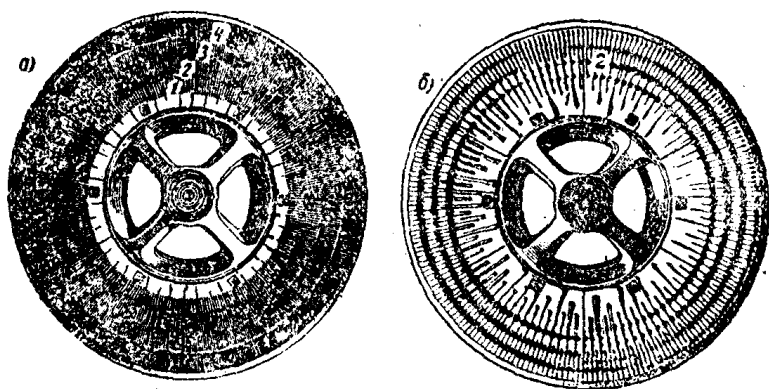


圖 5—36 磨盤的刻紋

雙盤磨漿機的磨盤都是採用鋼制的，而圓盤磨漿機則有採用石質磨盤的。此外，由於圓盤磨漿機和三盤磨漿機都是只有一個回轉磨盤，因此其磨盤結構也較簡單，電動機也只要採用一般類型的就可以。

(三) 微量調整器 图 5—37 所示为微量調整器的結構图。杠杆 5 的螺絲固定在机架上，而杠杆又与带有螺母的横梁 6 連結着。微量螺絲杆 1 穿过横梁上的螺母，一端与横梁連結着，另一端則与磨盘轉軸上錐形滾動軸承套的后盖联系着。在螺絲杆的一端装有把手 2，用以移动螺絲杆。为使磨盘表面受压均衡，避免一次調整过大，在螺絲杆把手的一端装有刻度盘 3，以供掌握操作之用。另外，在杠杆上安装弹簧 4，以保証均匀的工作压力，并可防止磨盘中間受硬块物質的损坏。調节弹簧前面的螺母，又可迅速将磨盘向前或向后移动。

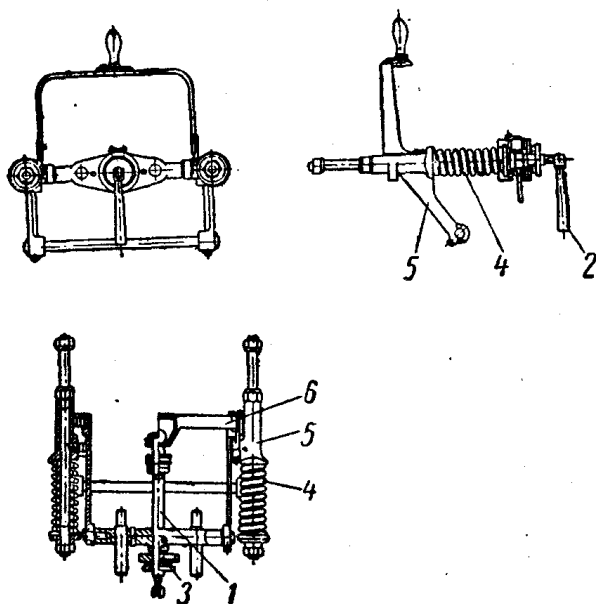


图 5—37 微量調整器

四、双盘磨浆机的功率

双盘磨浆机的有效功率可根据其扭矩来进行計算。

設磨盘刀紋面积的变量随着磨盘半径的变化而变动（图 5—38），則圓盘的打浆面积为：

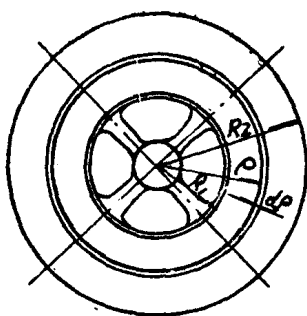


图 5—38 磨盘受力扭矩图

$$dF = 2\pi\rho \frac{\delta}{\tau_c} d\rho \quad \text{米}^2$$

(5—30)

式中 ρ ——圆盘半径, 米;
 δ ——磨纹峰顶的厚度, 米;
 τ_c ——磨纹的间距, 米。

因此, 磨盘所受的扭矩为:

$$dM_k = \mu p \rho dF = 2\pi\mu p \frac{\delta}{\tau_c} \rho^2 d\rho \quad \text{公斤} \cdot \text{米}$$

$$\begin{aligned} \text{即} \quad M_k &= \int_{R_1}^{R_2} 2\pi\mu p \frac{\delta}{\tau_c} \rho^2 d\rho \\ &= \frac{2\pi}{3} \mu p \frac{\delta}{\tau_c} (R_2^3 - R_1^3) \quad \text{公斤} \cdot \text{米} \quad (5-31) \end{aligned}$$

式中 p ——磨浆比压, 公斤/米²;

μ ——磨浆系数;

R_2 ——磨盘外圆半径, 米;

R_1 ——磨盘内圆半径, 米。

而, 双盘磨浆机的功率为:

$$N_o = -\frac{2M_k n}{973} \quad \text{千瓦} \quad (5-32)$$

式中 n ——磨盘的转速, 转/分。

双盘磨浆机是由两台电动机所带动, 因此每台电动机的功率为:

$$N' = K \frac{N_o}{2\eta} = \frac{KM_k n}{973\eta}$$

$$\approx 0.00215 \frac{K}{\eta} \rho P \frac{\delta}{\tau_0} (R_2^3 - R_1^3) \text{ 千瓦 (5-33)}$$

式中 K ——过载系数，一般可取1.2；

η ——包括传动和打浆时无效功率的损失，一般为0.75~0.8。

第四节 水力碎浆机

图5—39所示为水力碎浆机的结构图。水力碎浆机是由一个低碳钢板或混凝土制成的碗形浆槽构成，在槽底边缘装有一圈固定叶片，而槽底中央则装设有叶轮。叶轮是安装在一根垂直的转轴上；转轴则支承在滚动轴承和推力轴承上，并由电动机直接带

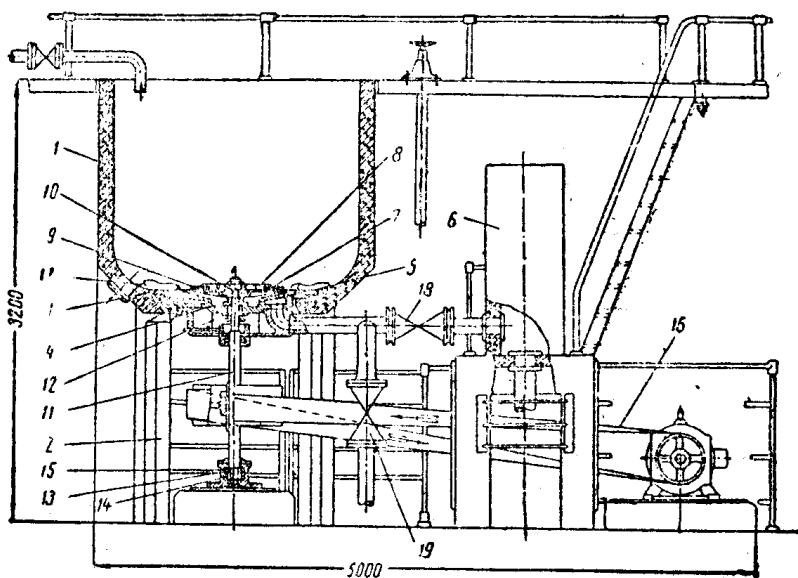


图5—39 水力碎浆机

- 1—槽；2—支柱；3—紧密锁口环；4—接受室；5—斜槽环；
6—溢流控制箱；7—筛网；8—水叶轮；9—刀盘；10—轂輪；
11—軸；12、13和14—滚动轴承；15—推力滚动轴承；16—皮带传
动；17—固定叶片；18、19—閘門

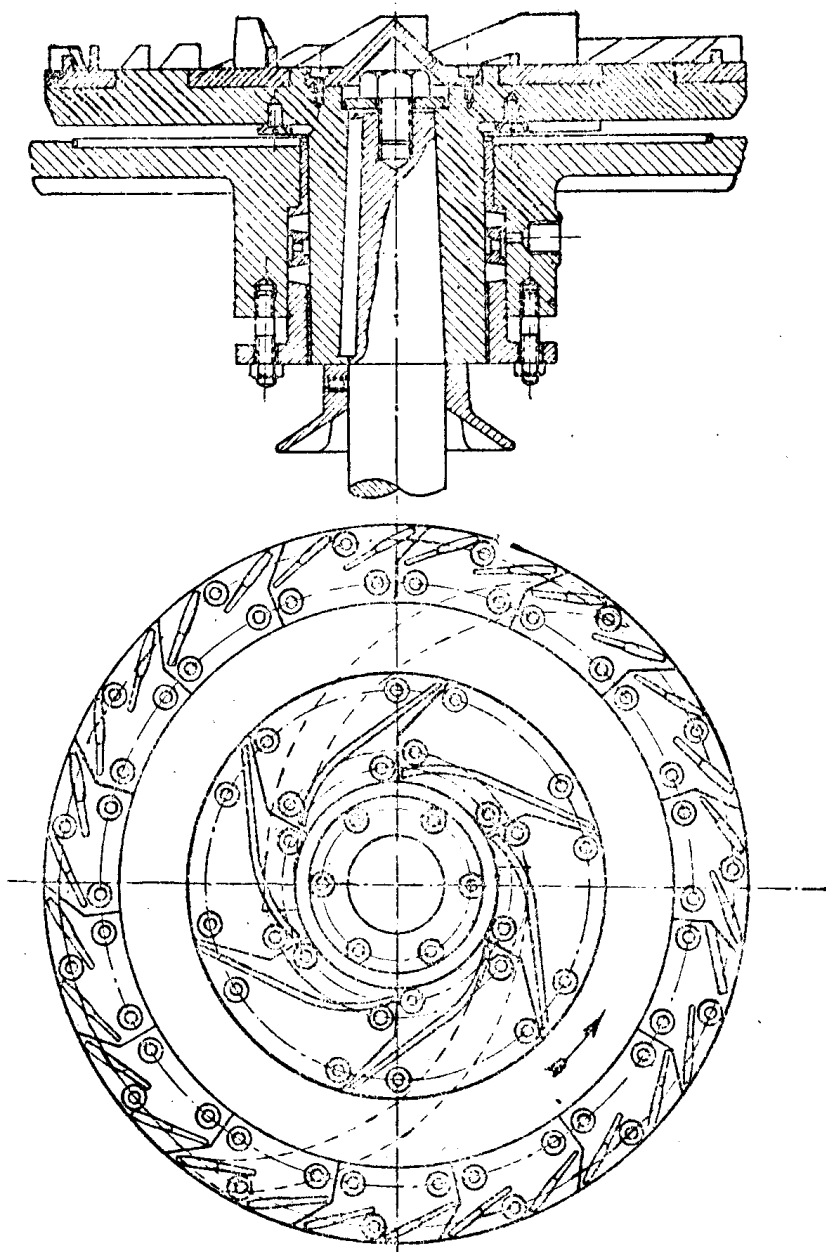


图 5—40 連續操作的水力碎漿机的轉子

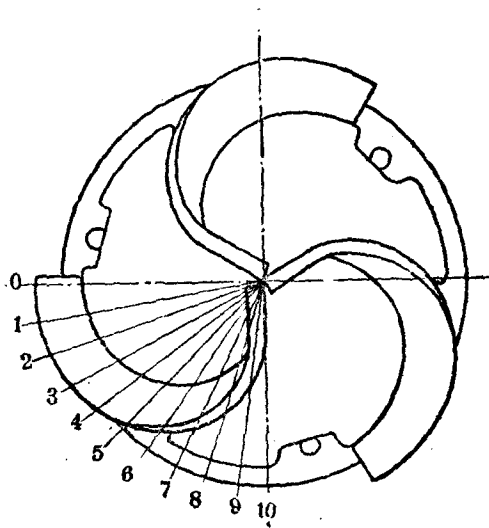
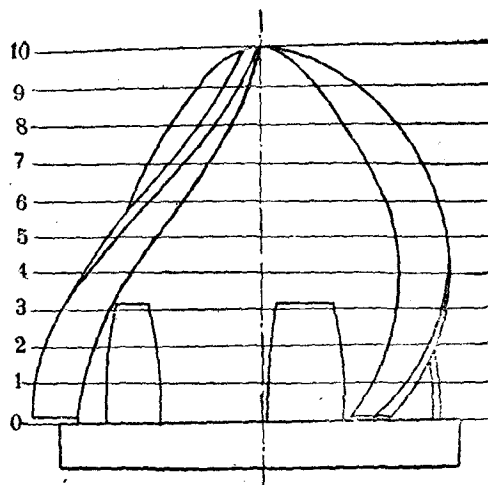


图5—41 间歇操作的水力碎浆机的“帽子”

动，或通过皮带和皮带輪系統带动，使其每分鐘回轉200~500次。在叶輪的中央，裝有“帽子”，用以引导漿料进入叶輪。叶輪和“帽子”都是用青銅制成。

水力碎漿機有間歇操作和連續操作兩種類型。圖5—40所示為連續操作的水力碎漿機裝配的轉子示意圖，而圖5—41則為間歇操作的水力碎漿機用的“帽子”。

操作時，關閉排漿口的閘門，裝上半槽清水或白水，再以人工投入漿板、損紙或廢紙。漿板、損紙或廢紙受叶輪的驅動，拋向四周槽壁，並在經過槽底固定葉片時被撕碎。另一方面，當漿板、損紙或廢紙在槽內循環流動過程中，彼此之間發生摩擦，從而進一步獲得碎解。已獲得碎解的漿料通過槽底側面的篩板（篩孔直徑3~7毫米），匯集在斜槽環的接受室內，再用泵抽送至下一工序。在進行連續碎漿時，排出的漿料則集中在溢流控制箱內，以穩定碗形漿槽內的漿料水位。

水力碎漿機的操作濃度一般為1.5~2.5%，處理每噸化學木漿（漿板）約需消耗動力60~75千瓦小時。

第六章 造 紙 机

第一节 概 述

造紙机是一种結構复杂，車速較快，精密程度要求較高的大型机械。

造紙机在結構上可分为长网造紙机、圓网造紙机和长圓网混合造紙机三种。圓网造紙机又可分为单圓网单烘缸（揚克式）造紙机（图 6—1）、双圓网双烘缸造紙机和多圓网多烘缸紙板机（图 6—2）。而长网造紙机則一般是由网案、压榨部和多个烘缸組成；也有供抄制某些特殊紙張需要的双长网造紙机。另外，还有长网单烘缸造紙机专供抄制单面光薄型紙張。长圓网混合造紙机則是由一个圓网和长网配合組成双网部，供抄制双层紙張用。

根据所抄制的不同紙种的要求，可选用圓网机或长网机，单压榨或多压榨，单烘缸或多烘缸。单烘缸的造紙机，無論是圓网或长网，都是只有一道压榨。多烘缸造紙机則具有 2~3 道压榨，另外还可能配置一道光泽輥，而紙板机則又另外具有預压榨。多烘缸造紙机的烘缸排列型式則又視抄制不同紙种的性質要求而定。图 6—3 所示为抄制新聞紙用的长网多烘缸造紙机，其烘缸排列型式为最普通的一种方式。抄制薄型紙張（例如卷烟紙、电容器紙等）的长网多烘缸造紙机則具有較少的烘缸（一般为 6~12 个烘缸），而且是下列烘缸較多，上列烘缸較少。

造紙机的类型虽多，但在結構上有极多相同之处，并以长网造紙机的結構較為复杂。为叙述方便起見，茲以长网造紙机为例，闡明造紙机的結構，并在适当之处叙述有关圓网造紙机和紙板机的特殊結構。

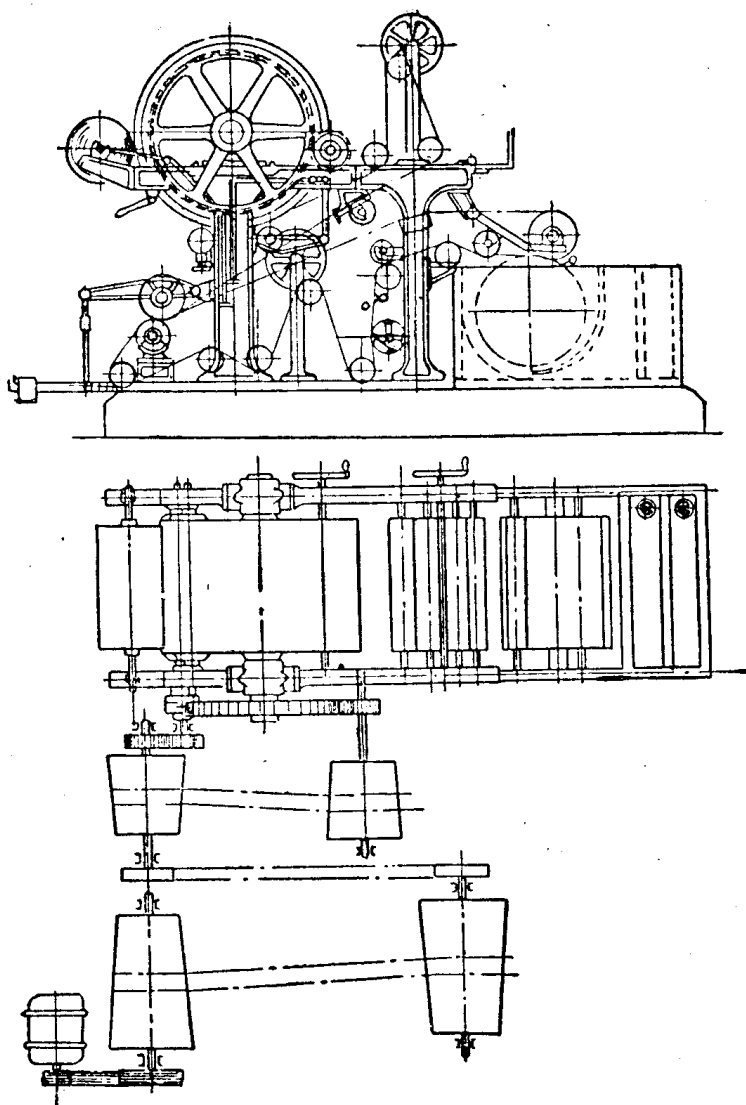


图 6—1 单圆网扬克式造纸机

造紙机的結構与其幅門寬度和最高車速有很大的关系。圓网造紙机的寬度較小，車速一般也較慢，因此其結構也較簡單。長网造紙机的車速較高（最高有达600~800米/分的），幅門寬度也較大（最大寬度有达6.6~8米的）；其結構强度也就有較严格的要求。茲就造紙机的主要部件分別叙述如次。

第二节 造紙机的輥子

一、輥子的結構

造紙机具有多种輥子，这些輥子习惯上均按其用途命名。但，就其結構而言，各种輥子基本上可归納为管式輥、空心鑄造輥、实心鑄造輥、表面鑽孔管式輥和花崗石輥等五种类型。

（一）管式輥 管式輥为鋼材、黃銅或其他金属制成的管筒，两端压入鑄鉄塔头，并在塔头中压入鋼軸頸（图6—4）。管式輥具有重量輕、刚度大的特点。造紙机的胸輥、案輥、銅网輥、毛布輥、导紙輥、卷紙輥等均属

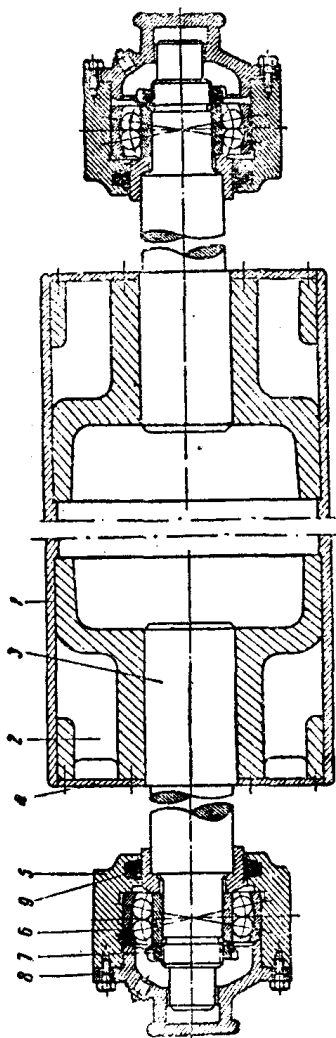


图 6—4 管式輥

1—管筒；2—堵头；3—軸頸；4—擋板；5—軸承壳；6—滚动軸承；7—螺帽；8—軸承盖；9—毛毡填料

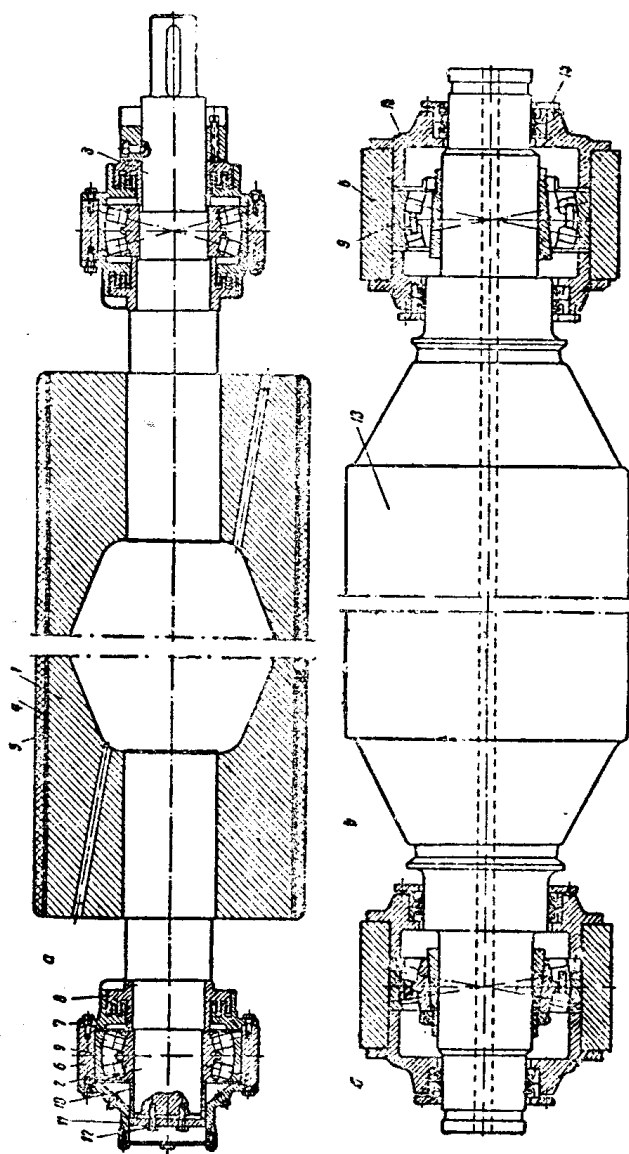


图 6—5 铸造配

a—空心辊; 6—实心辊

1—圆筒; 2—操作面轴颈; 3—传动面轴颈; 4—硬质橡胶; 5—软质橡胶; 6—轴承壳; 7—曲折环盖; 8—曲折环; 9—滚动轴承; 10—轴套; 11—端部挡板; 12—螺栓; 13—实心辊; 14—填料; 15—轴承盖

于管式輥。

(二) 空心鑄造輥 空心鑄造輥為鑄鐵或鑄鋼制成的輥子，兩端壓入軸頸（圖 6—5a）。空心鑄造輥的特点是：強度大，剛度也大。造紙機下壓榨輥屬於這個類型，而有些造紙機（例如單圓網單烘缸造紙機）的上壓榨輥也是屬於空心鑄鐵輥。

(三) 實心鑄造輥 實心鑄造輥是用鑄鐵或鑄鋼連軸頸一同鑄制而成（圖 6—5b）。有些實心鑄造輥的中心旋有一個直徑 50~60 毫米的通孔，以供加熱或冷卻輥子表面用。壓光機和超級壓光機的金屬輥均屬於這個類型。

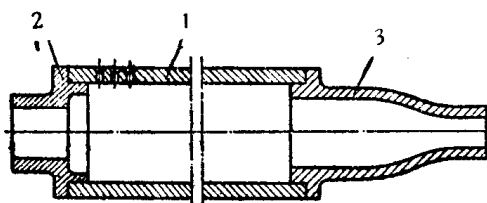


圖 6—6 鑽孔管式輥

1—圓筒；2—操作面軸頸；
3—傳動面軸頸

(四) 表面鉆孔管式輥 鉆孔管式輥用鋼管或青銅管制成，其表面鉆有直徑 4~25 毫米的小孔（圖 6—6）。造紙機網前箱的翻漿輥，網部的真空伏輥和壓榨部的真空壓榨輥均屬鉆孔管式輥。

(五) 花崗石輥 花崗石輥是一個具有鋼制通軸的花崗石圓筒構成。如圖 6—7 所示，花崗石圓筒是以水泥和螺帽緊緊地固定在鋼制通軸上。造紙機的上壓榨輥即為花崗石輥。

造紙機的各個輥子都應該具有較大剛度。除壓光機的壓光輥和造紙機壓榨部的上壓榨輥需要具有較大重量以適應工藝操作的要求而外，一般輥子均應較為輕巧，以節約金屬，減小阻力和降低消耗。

在製造各種輥子時，無論其為主動輥或從動輥，一般均對其外径的公差無嚴格的規定。主動輥的轉速可根據需要利用調整器進行調節；而從動輥則是由主動輥通過銅網、毛布或帆布帶動，與輥徑關係不大。因此，主動輥和從動輥都無嚴格要求外径公差

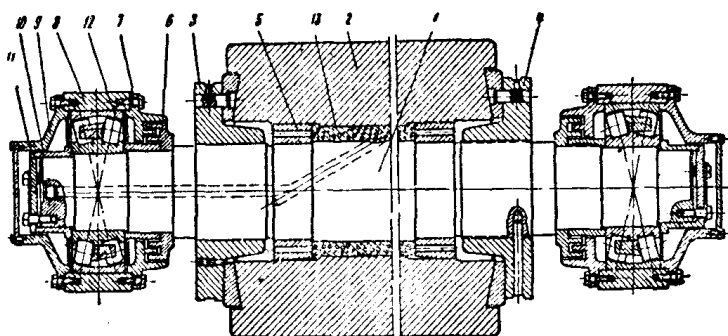


图 6—7 花岗石辊

1—通轴；2—花岗石圆筒；3—左手螺帽；4—右手螺帽；5—轴套；6—曲折环；7—轴承盖；8—轴承壳；9—轴承盖；10—轴套；11—端部挡板；12—滚动轴承；13—水泥衬里

的必要。但，辊子的锥度、椭圆率和几何形状等则应较为一致，一般要求其达到一定的精确度，视辊子之用途而定。

二、辊子表面的防腐蚀措施

为防止辊子表面受到腐蚀，案辊、铜网辊和毛布辊等可用黄铜管或紫铜管制成，胸辊则用青铜铸造。近年来，为节约有色金属并降低造价起见，多已改用钢管，并在管子外表面加铜套或衬胶，也有在管子表面上采用电镀或喷镀一层铜或铬的。采用铜套时，在其磨光后的厚度应在3~5毫米之间。

下压榨辊、挤水辊、用于真空伏辊上的小压辊等辊子的表面复盖物均为衬胶，除可防腐蚀外，更重要的是适应工艺生产操作的需要。

在辊子表面包胶时，为使软橡胶能很好地包在辊面上，必须在软橡胶和带有螺旋形小沟纹的金属辊筒之间，包一层硬角质的橡胶，然后再将软胶挂上。辊子包胶是在橡胶厂进行的，包胶时辊子先用生橡胶包衬着，然后再使之硫化变硬。如胶层厚度超过10毫米时，为使硫化均匀一致，辊的内腔必须用2~4个表压的

蒸汽加热。因此，輥子应留有小孔，以便将蒸汽通至輥子内部。

橡胶机械性质的主要指标是“硬度”。橡胶的耐磨性随其硬度的增加而增强。橡胶的硬度是以直径为3.2毫米（即 $\frac{1}{8}$ ”）或5毫米的滚珠受1公斤压力的作用在1分钟内沉下的深度（百分之几毫米）来表示。

表6—1 所列为造纸机各种衬胶輥子的橡胶硬度示例，可供参考。

表 6—1

襯膠輥子的橡膠硬度

輥 子 名 称	沉下深度 (毫米/100)	
	直径 5 毫米的滚珠	直径 3.2 毫米的滚珠
真空伏輥上面的小压輥	120~155	150~200
用于普通上伏輥上的刮輥	72~75	90~95
第一下压輥	56~60	70~75
第二下压輥	48~52	60~65
第三下压輥	40~44	50~55
真空压輥	24~28	30~35
其他輥子(衬胶目的仅为防腐蚀)	9~14	12~17

为叙述方便起见，以后各处凡有提及橡胶硬度，均采用直径3.2毫米的滚珠的数值来表示。

如輥子衬胶的目的仅为防腐蚀（例如案輥、铜网輥、毛布輥等），则其里层硬胶的厚度一般为3~6毫米，而外层软胶厚度则为4~6毫米。为适应工艺操作需要而衬胶的輥子（例如压榨下輥、真空伏輥等），其里层硬胶的厚度为5~6毫米，外层软胶厚度则达25~40毫米，以保证衬胶輥子能经受2~4次的磨光。采用衬胶管式輥的缺点是：衬胶层的厚度通常要比原有管壁厚，以致其整个重量增加了30~40%；近年来，由于衬胶技术的改进，已有在管式輥上包衬一层6毫米硬橡胶的做法，基本上能使管式輥保持一定的轻巧性能。

衬胶輥子的保管工作是很重要的。不能让衬胶輥子沾有润滑

油或煤油，因这些油类对橡胶具有破坏作用。在仓库内存放时，要注意室内温度，橡胶在低温或直接阳光作用下都会变质。无论在任何时候，都应设法支起衬胶辊子的轴颈，使衬胶辊子本体不与地面或其他硬表面直接接触，在仓库保存或运搬过程中尤其应特别注意这个问题。

三、辊子受力分析

在任何型式的造纸机上，大部分辊子是由铜网、毛布或帆布所曳动的，个别辊子也有由纸幅的前进而带动的，只有少数辊子（例如下伏辊、下压榨辊等）是主动辊。为达到牵动辊子的目的，铜网、毛布或纸幅都应对辊子施予一定的拉力，其情况可由图 6—8 来理解。

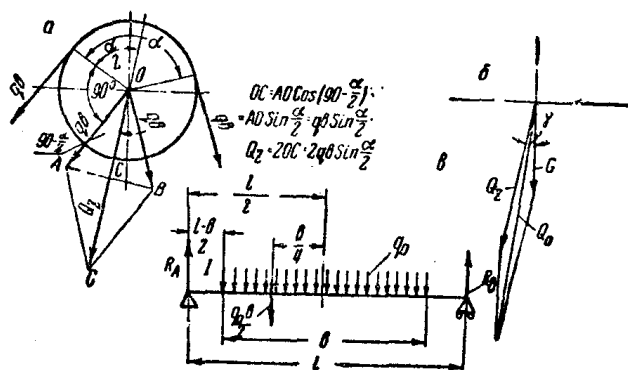


图 6—8 辊子负荷示意图

- a—铜网或毛布的拉力合力计算图；b—辊子的总负荷图；
b—负荷沿辊子全长的分布图

设铜网（或毛布、纸幅）在辊子两边的线拉力是相等的，而铜网（或毛布、纸幅）的宽度又与辊子圆柱形部分的长度相同，则其中一边的拉力应为：

$$Q = qb \text{ 公斤}$$

式中 q ——铜网（毛布、纸）的线拉力，公斤/厘米；

b ——辊子工作部分的长度，厘米。

拉力的合力則等于各分力的几何总和，即：

$$Q_z = 2Q \sin \frac{\alpha}{2} = 2qb \sin \frac{\alpha}{2} \text{ 公斤 (6-1)}$$

式中 α ——銅网（或毛布、紙幅）包围辊子的角度，度。

生产实践証明：銅网、毛布或紙幅施諸于各个辊子的平均綫拉力为：

銅网	2.5~5 公斤/厘米
压榨毛布	1~2 公斤/厘米
干燥部羊毛毛布(无自动紧张器)	2~2.5 公斤/厘米
干燥部帆布(附有自动紧张器)	0.25~0.4 公斤/厘米
干紙幅（在造紙机末端）	0.1~0.5 公斤/厘米

如将辊子本身重量 G 一并考虑在內，則其总負荷应等于各个分力的几何总和（图 6-86）：

$$Q_0 = \sqrt{Q_z^2 + G^2 + 2Q_z G \cos \gamma} \quad (6-2)$$

式中 γ ——銅网（或毛布、紙幅）綫拉力的合力与垂直綫之間的夹角。

辊子全长的負荷分布情况應該說是不均匀，但其差异一般也并不很大。为計算方便起見，可假設在辊子工作部分的全面长度內，其負荷为均匀分布的。是則，由图 6-8B 可見，由于負荷是对称的，因此支点 R_A 及 R_B 的反作用力应为：

$$R_A = R_B = \frac{Q_0}{2} = \frac{q_0 b}{2} \quad (6-3)$$

式中 Q_0 ——辊子的总負荷，公斤（包括辊本身的重量）；

$q_0 = \frac{Q_0}{b}$ ——均分負荷的强度，公斤/厘米。

因此，辊子中間的最大弯曲力矩等于：

$$M_{\text{弯曲}} = R_A \frac{L}{2} - \frac{q_0 b}{2} \cdot \frac{b}{4} = R_A \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right)$$

$$= Q_0 \left(\frac{L}{4} - \frac{b}{8} \right) \text{ 公斤} \cdot \text{厘米} \quad (6-4)$$

式中 L ——两个支点间的距离，厘米

而，空心辊子的截面模数为：

$$W = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) \approx 0.1 \frac{D^4 - d^4}{D} \text{ 厘米}^3$$

式中 D ——辊子外径，厘米；

d ——辊子内径，厘米。

另外，空心辊子的截面模数也可以用下列公式表示：

$$\begin{aligned} W &\approx 0.1 \frac{D^4 - d^4}{D} \approx 0.1 \frac{(D^2 + d^2)(D + d)(D - d)}{D} \\ &\approx \frac{0.1 \cdot 2D_{cp}^2 \cdot 2D_{cp} \cdot 2\delta}{D} \approx 0.8 D_{cp}^2 \delta \quad (6-5) \end{aligned}$$

式中 $2D_{cp} \approx D + d$;

$$2D_{cp}^2 \approx D^2 + d^2;$$

$$2\delta = D - d$$

δ ——空心辊子的壁厚，厘米。

因此，容许弯曲应力等于：

$$[\sigma] \geq \frac{M_{\text{弯曲}}}{W} \text{ 公斤/厘米}^2$$

钢管的容许弯曲应力不应超过700~1000公斤/厘米²；铸铁管的不应超过150~200公斤/厘米²。

通常轴颈最危险的断面是辊工作部分末端处I断面（图6-86）。在该断面处的弯曲力矩为：

$$M_1 = R_A \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{2} \right) = Q_0 \left(\frac{L - b}{4} \right) \quad (6-6)$$

而轴颈其他任何断面的弯曲力矩则为：

$$M_x = R_A x$$

式中 x ——所取的断面至辊子支点的距离。

对实心轴頸來說，如其直径为 d 厘米，則其截面模数应为：

$$W_1 = 0.1d^3$$

因此，其容許弯曲应力为：

$$[\sigma] \geq \frac{M_1}{W_1}$$

$[\sigma]$ 值一般不应超过800~1000公斤/厘米²。

應該注意到辊子的規格（主要指直径壁厚和长度）既要与造纸机的总结构相适应，同时也要符合一定的强度和刚度的要求。在大多数情况下，辊子的直径和壁厚主要是由刚度条件（即辊子的容許相对挠度）来决定；只要能够符合刚度条件的規定，一般是会有足够强度的。

四、輥子的挠度

輥子除了应具有足够强度外，还应有足够刚度，以保証产生最小的挠度。就工艺的要求而言，計算輥子挠度时，只要考虑輥子工作部分所形成的挠度，而不需要考虑包括軸頸在內的整个輥子的挠度。

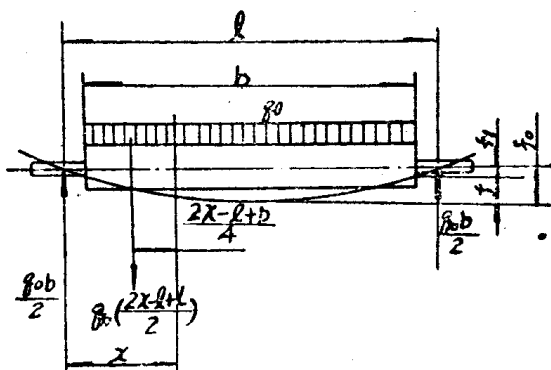


图 6—9 輥子挠度示意图

如前所述，輥子工作面的負荷不是均勻的，但為計算方便起見，可將其考慮作為均勻分布負荷。是則輥子工作面的撓度即可由圖 6—9 見之。根據軸綫彎曲的微分方程式，積分可得：

$$f = f_0 - f_1 = \int_{\frac{l-b}{2}}^{\frac{l}{2}} \int \frac{M_x}{EI} dx^2$$

$$= \frac{q_0 b^3 (12l - 7b)}{384EI} = \frac{Q_0 b^3 (12l - 7b)}{384EI} \text{ 厘米 (6-7)}$$

輥子工作部分的相對撓度 ε 等於

$$\varepsilon = \frac{f}{b} = \frac{q_0 b^2 (12l - 7b)}{384EI} = \frac{Q_0 b (12l - 7b)}{384EI} \quad (6-8)$$

式中 E ——輥子縱向彈性模數，公斤/厘米²；（ $E_{\text{生鉄}} = 1.05 \times 10^6$ 公斤/厘米²， $E_{\text{花崗石}} = 0.5 \times 10^6$ 公斤/厘米²）；

I ——輥子橫斷面的慣性矩，厘米⁴。

ε 值可根據經驗數據進行選擇。現代造紙機上各種輥子的相對撓度一般規定可在下列範圍之內變動：

胸輥	$\frac{1}{15000} \sim \frac{1}{20000}$
----	--

案輥	$\frac{1}{2500} \sim \frac{1}{3300}$
----	--------------------------------------

銅網輥、毛布輥和導紙輥	$\frac{1}{3500} \sim \frac{1}{4000}$
-------------	--------------------------------------

下伏輥	$\frac{1}{14000} \sim \frac{1}{15000}$
-----	--

下壓榨輥	$\frac{1}{6000} \sim \frac{1}{7000}$
------	--------------------------------------

上压榨辊

$$\frac{1}{12000} \sim \frac{1}{14000}$$

压光底辊

$$\frac{1}{5000} \sim \frac{1}{20000}$$

卷纸辊

$$\frac{1}{5000} \sim \frac{1}{6000}$$

造纸机幅门较窄的，可选用较大的相对挠度数值；造纸机幅门较宽的，则应选用较小的相对挠度数值。

五、辊子的中高

为保证辊子与辊子间的压力在整个工作面上均匀一致，必须设法使其中央部分的直径大于两端直径，这种中央凸起的辊子称为中高辊。辊子中央部分的直径 D 和两端直径 D_0 之差称为中高 k （图6—10a），即：

$$k = D - D_0$$

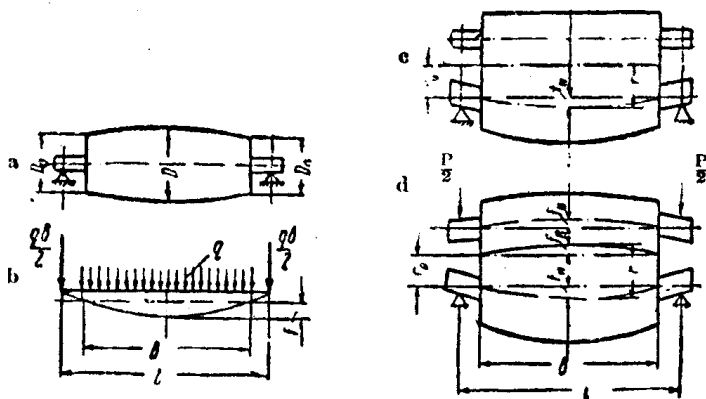


图6—10 中高计算示意图

a—中高辊；b—辊子工作部分的弯曲；c—辊子的弯曲（上辊未附加负荷时的情况）；d—辊子的弯曲（上辊有附加负荷时的情况）

辊子的必要中高是由其挠度来决定。设以两辊上下安装为例

(例如造纸机压榨部的上下压榨辊)，并假定下辊是处于均匀负荷的情况下，并分别就上辊没有附加压力以及具有附加压力两种情况进行分析。

在上辊没有附加压力的情况下，上下辊均会因其本身重量的关系（下辊还要加上上辊的重量影响），而产生一定的弯曲。如果上下辊间的线压力是均匀的，同时下辊又有中高，则上辊不会发生弯曲，亦即上辊的轴线是水平的（图 6—10c）。此时，下辊则由于本身的重量以及上辊的重量的关系，产生向下弯曲的现象，其工作部分的挠度等于：

$$f_H = \frac{q_H b^3 (12l - 7b)}{384 E_H J_H} \quad \text{厘米}$$

而 $q_H b = G_H + G_B \quad \text{公斤}$

故 $f_H = \frac{(G_H + G_B) b^2 (12l - 7b)}{384 E_H J_H} \quad \text{厘米 (6-9)}$

式中 G_H ——下辊的重量，公斤；

G_B ——上辊的重量，公斤；

$E_H J_H$ ——下辊的刚度，公斤·厘米²。

而 中高辊中间的半径应为两端的半径与下辊的挠度之和，即：

$$r = r_0 + f_H \quad \text{厘米}$$

或 $D = D_0 + 2f_H \quad \text{厘米}$

但 $D - D_0 = k \quad \text{厘米}$

因此 $k = 2f_H \quad \text{厘米} \quad (6-10)$

如上辊具有附加压力，即在上辊两端各增加 $\frac{P}{2}$ 公斤的压力负荷（图 6—10d），而下辊又是具有一定的中高，则上辊会在附加压力的作用下产生往上弯曲的现象，其工作部分的挠度等于：

$$f_B = \frac{Pb^2 (12l - 7b)}{384 E_B I_B} \quad \text{厘米} \quad (6-11)$$

式中 $E_B I_B$ ——上辊的刚度，公斤·厘米²。

在上下辊的重量和附加压力的作用下，下辊也会被压而产生往下弯曲，其工作部分的挠度则等于：

$$f_H = \frac{(G_H + G_B + P) b^2 (12l - 7b)}{384 E_H I_H} \quad \text{厘米} \quad (6-12)$$

如仅是下辊具有中高，则下辊中央部分的半径应为两端半径与上下辊挠度的总和，即：

$$r = r_0 + f_H + f_B \quad \text{厘米}$$

$$\text{或} \quad D = D_0 + 2 (f_H + f_B) \quad \text{厘米}$$

$$\text{但} \quad D - D_0 = k \quad \text{厘米}$$

$$\text{因此} \quad k = 2 (f_H + f_B) \quad \text{厘米} \quad (6-13)$$

由上式可见，如仅是下辊具有中高，则其中高数值应等于上下辊所产生的挠度之和的两倍。这是一般造纸机所采用的基本准则。但也有些造纸机将中高分配在上下辊之间，此时上下辊的中高数值之和仍然是应该等于上下辊挠度之和的两倍。通常是根据上下辊的直径进行上下辊中高的分配，即：

$$k_H = k \frac{D_H}{D_H + D_B} ; k_B = k \frac{D_B}{D_H + D_B} \quad (6-14)$$

式中 k_H, D_H ——下辊的中高和直径，厘米；

k_B, D_B ——上辊的中高和直径，厘米。

有时，为保证一定线压力，而又同时减少必要的中高，则可以采用增加辊子刚度的办法来达到这个目的。事实上，近代化的大型造纸机就常常采用铸钢辊代替铸铁辊，以增加辊子的刚度，从而降低辊子的中高。

影响辊子挠度的因素是比较复杂的，上述的计算方法虽能基本上适应生产上的情况，但对大型造纸机来说，进一步研究辊子的弯曲情况将有助于了解造纸机的结构。

輓子可視為圓柱形橫梁，而圓柱形橫梁的撓度計算基本公式為：

$$-\frac{d^2f}{dx^2} = -\frac{1}{EI} \left(M_x + \frac{4q_0EI}{3FG} \right) \quad (6-15)$$

式中 M_x ——在輓子上任何一處的力矩，公斤·厘米；

F ——輓子的橫斷面積，厘米²；

G ——制成輓子材料的抗剪彈性模數，公斤·厘米²。

從上述基本式可見，第一項 M_x 的大小取決於輓子的長度以及負荷情況，而第二項則為輓子受橫向力而產生的彎曲。一般來說，第二項的數值對整個輓子的撓度影響不大。當輓子本身長度很大時，這個因素在撓度計算中僅占次要地位，甚至可以略去不計。但，當輓子工作部分的長度小於2米時，則一般應加以考慮。

上述的撓度計算是在假定輓子在均勻的負荷下工作的情況進行的，這個假設實質上是與事實不相符的，尤其對具有中高的輓子來說，其中央部分的負荷是要比兩端的較大。在不均勻的負荷下，輓子長度越大，則其對輓子的力矩影響更大；當輓子長度達4米以上，計算的誤差可能達到10%以上。為此，對較寬幅門的造紙機的撓度計算，有必要就非均勻分布負荷的情況進行考慮。

如輓子全部負荷中有2/3為均勻分布負荷，另外1/3為非均勻分布負荷時（圖6-11），則輓子距支承點X處的力矩為：

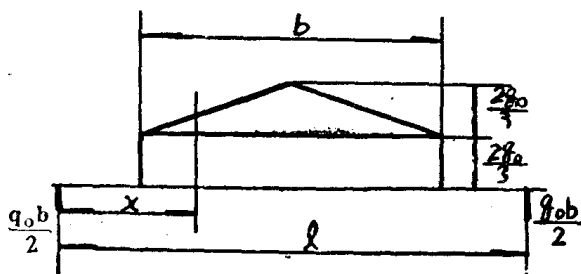


圖6-11 輓子非均勻負荷的撓度計算圖（2/3均勻負荷，1/3非均勻負荷）

$$M_x = \frac{q_0 b}{2} X - \frac{q_0}{9} \left(\frac{2x-l+b}{b} \right) \left(\frac{2x-l+b}{2} \right)^2$$

$$\begin{aligned}
 & -\frac{q_0}{3} \left(\frac{2x-l+b}{2} \right)^2 \\
 & = \frac{q_0 b}{2} x - \frac{q_0 (2x-l+b)^3}{36b} \\
 & = \frac{q_0 (2x-l+b)^2}{12} \quad \text{公斤} \cdot \text{厘米} \quad (6-16)
 \end{aligned}$$

以公式 (6-16) 的数值代入基本公式 (6-15), 并进行两次积分, 可得辊子的挠度为:

$$f = \frac{0.01423 q_0 b^4}{EI} \left[1 + \frac{2.145(l-b)}{b} + \frac{11.7EI}{FGb^2} \right] \quad \text{厘米} \quad (6-17)$$

如辊子负荷有 1/2 为均匀分布, 1/2 为非均匀分布 (图 6-12), 则:

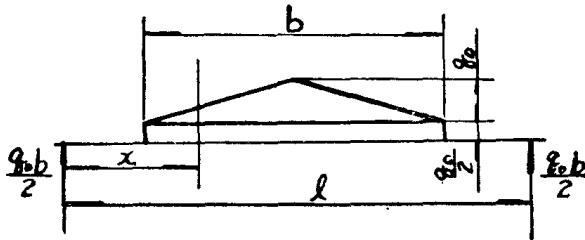


图 6-12 辊子非均匀负荷的挠度计算图 (1/2 均匀负荷, 1/2 非均匀负荷)

$$\begin{aligned}
 Mx &= \frac{q_0 b}{2} x - \frac{q_0}{6} \left(\frac{2x-l+b}{b} \right) \left(\frac{2x-l+b}{2} \right)^2 \\
 & - \frac{q_0}{4} \left(\frac{2x-l+b}{2} \right)^2 \\
 & = \frac{q_0 b}{2} x - \frac{q_0 (2x-l+b)^3}{24b} - \frac{q_0 (2x-l+b)^2}{16} \quad (6-18)
 \end{aligned}$$

同上法, 可得辊子工作部分的挠度为.

$$f = \frac{0.01485q_0b^4}{EI} \left[1 + \frac{2.1(l-b)}{b} + \frac{11.2EI}{FGb^2} \right] \quad \text{厘米} \quad (6-19)$$

如輥子的負荷全部為非均勻的（圖 6-13），則：

$$Mx = \frac{q_0b}{2}x - \frac{q_0(2x-l+b)^3}{12b} \quad \text{公斤} \cdot \text{厘米} \quad (6-20)$$

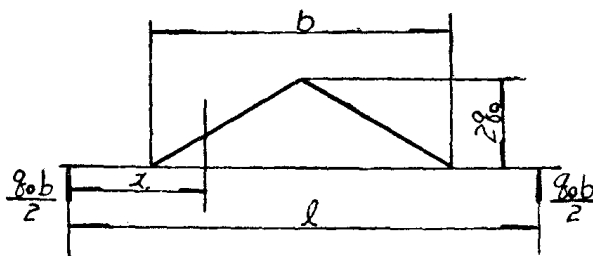


圖 6-13 輥子全部受非均勻負荷的撓度計算圖

因此，輥子工作部分的撓度為：

$$f = \frac{0.0167q_0b^4}{EI} \left[1 + \frac{1.875(l-b)}{b} + \frac{10EI}{FGb^2} \right] \quad \text{厘米} \quad (6-21)$$

因此，對寬度較大的輥子應根據其負荷的具體分布情況，採用上列公式計算其撓度，然後決定輥子的中高。

六、輥子剛度的測定

任何輥子在鑄造技術上和加工過程中都會產生誤差，因此輥子的實際剛度和理論剛度是會有出入的。為更好地確定輥子的中高，有必要測定輥子的實際剛度；通常可採用集中負荷測定法，也就是利用在集中負荷作用下輥子產生的撓度，計算出輥子的剛度。

首先，將輥子安裝在兩個支承點（例如軸承）上，並在輥子中央和兩端的下邊分別裝上三個千分表，再將千分表調整到零點

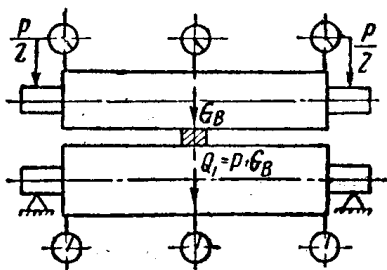


图 6—14 輥子刚度的集中負荷測定法

(图6—14)。然后在輥子中央的上边垫放一块200毫米寬的方木，再在方木上面架設另一个輥子，并在上輥的两端軸头上附加压力，形成施加于下輥的集中負荷，即：

$$Q_1 = G_B + P$$

式中 Q_1 ——施加于輥子的集中負荷，公斤；

G_B ——上輥的重量，公斤；

P ——附加压力，公斤。

加上負荷后，即可从設于輥子中央部分和两端下边的千分表讀出下輥工作部分的挠度 f_1 。在集中負荷作用的情况下，輥子工作部分的挠度等于：

$$f_1 = \frac{Q_1 b^2 (3l - b)}{96 E_H I_H} \quad \text{厘米}$$

由此，可获得輥子工作部分的刚度为：

$$E_H I_H = \frac{Q_1 b^2 (3l - b)}{96 f_1} \quad \text{公斤} \cdot \text{厘米}^2 \quad (6-22)$$

上輥的刚度也可采用上法測定。如图 6—14 所示，在上輥的中央部分和两端的上边安設三个千分表，也将其調整到零点。然后在上輥两端軸头上各施以附加压力 $P/2$ ，此时从千分表中可得輥子工作部分的挠度 f_2 。再根据上述方法得出上輥刚度为：

$$E_B I_B = \frac{P b^2 (3l - b)}{96 f_2} \quad \text{公斤} \cdot \text{厘米}^2 \quad (6-23)$$

采用上述集中負荷的試驗法，不但可以測出輥子的刚度，而且还可以据此計算出其相应的中高，即：

$$k = \left[f_1 \frac{(G_H + G_B + P)}{G_B + P} + f_2 \right] \frac{12l - 7b}{6l - 2b} \quad \text{厘米} \quad (6-24)$$

式中 G_H ——下輥的重量，公斤。

七、中固輥的結構及其應用

为减少輥子的必要中高，近年来又有采用中固輥的。

中固輥（图 6—15）的結構特点是：其工作部分的中央固定在一根通心鋼軸上，固定部分的长度仅为300~600毫米。鋼軸可采用实心的；也可采用空心的，两端带有压塞的軸頸。在輥子工作部分的两端装有弹性胶垫，以防止水或浆料渗入鋼軸和輥子的縫隙內。

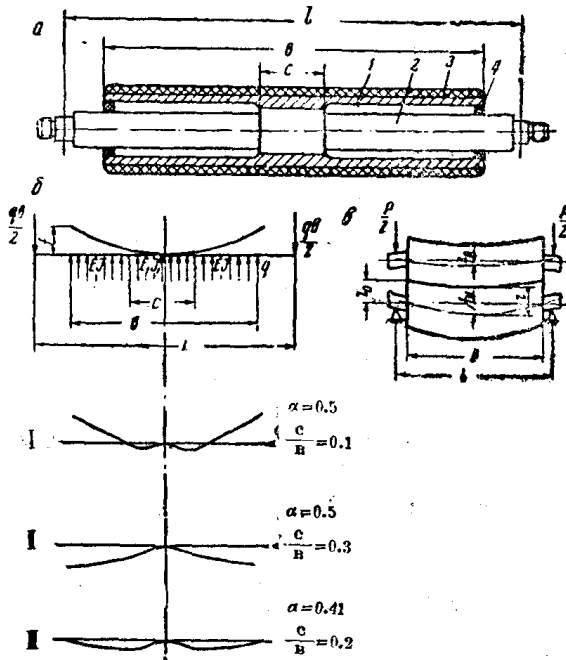


图 6—15 中固輥

a—輥子結構：1—鑄鐵輥子；2—鋼軸；3—石英胶衬表面；4—弹性垫。b—輥子的挠度：I—輥子两端弯曲方向与均匀分布負荷的方向相同；II—輥子两端弯曲方向与均匀分布負荷的方向相反；III—輥子两端沒有弯曲情况。B—中固上輥与普通下輥結合使用时的中高情况

根据中固輥的结构情况，其中央部分（或称固定部分，即輥子固定在鋼軸上的中央部分）的刚度与其他部分（即非固定部分）的刚度，存在着一定的比例关系，即：

$$\alpha = \frac{EI}{E_1 I_1}$$

式中 α ——刚度推算系数；

EI ——輥子固定部分的刚度；

$E_1 I_1$ ——輥子其他部分的刚度。

設固定部分的长度为 c ，輥子工作部分的全长为 b ，則根据 c/b 的比值，輥子可能发生三种不同的弯曲情况：

1. 当 $\alpha=0.5$ ， $c/b=0.1$ ，輥子两端的弯曲方向与均匀分布負荷的方向相同（图6—15中6—I）。

2. 当 $\alpha=0.5$ ， $c/b=0.3$ ，輥子两端的弯曲方向与均匀分布負荷的方向相反（图6—15中6—II）。

3. 当 $\alpha=0.41$ ， $c/b=0.2$ ，輥子两端沒有弯曲現象，而其他部位的弯曲方向則与均匀分布負荷的方向相反，但其弯曲率不很大（图6—15中6—III）。

在上述的第一种和第二种情况下，輥子的最大挠度等于：

$$f = \frac{qb^4}{128EI} \beta \quad \text{厘米} \quad (6-25)$$

式中 β ——系数；根据 α 和 c/b 采用分析法測定，其数值*一般为0.4~0.5。

采用中固輥时，一般多采用 $c/b=1.2$ 的比值。而在这种情况下，中固輥的挠度要比普通輥子的挠度小4/5~5/6。

中固輥最好是与普通結構的下輥結合使用（图6—15B）。同时又应适当选择中固上輥的 α 值与 c/b 比值，务使輥子两端的弯

$$* \beta = \left[1 - \frac{(1-\alpha)(4bc^3 + 12b^3c - 6b^2c^2 - 3c^4) - 12b^3c^2 + 8b^2c^3 - 12a^3b^2c(2b-c)}{3b^4} \right]$$

曲方向与均匀分布负荷的方向相同。

此时，根据公式（6—12），下辊的挠度等于：

$$f_H = \frac{(G_H + G_B + P)b^2(12l - 7b)}{384E_H I_H}$$

而，中固上辊的挠度则为：

$$f_B = \frac{Pb^3}{128E_B I_B} \beta$$

如仅考虑下辊具有中高，则下辊中央部分的半径应等于两端半径与上下辊挠度之差的总和（图6—15B），即：

$$r = r_0 + f_H - f_B$$

或

$$D = D_0 + 2(f_H - f_B)$$

因此， $k = 2(f_H - f_B)$ 厘米 （6—26）

由此可见，采用中固辊的结果，可以显著地降低必要的中高。同时，如将上下辊挠度数值代入公式（6—26）中，则：

$$\begin{aligned} K &= 2 \left[\frac{(G_B + G_H + P)b^2(12l - 7b)}{384E_H I_H} - \frac{Pb^3}{128E_B I_B} \beta \right] \\ &= 2 \left[\frac{(G_B + G_H)b^2(12l - 7b)}{384E_H I_H} + \frac{Pb^2(12l - 7b)}{384E_H I_H} \right. \\ &\quad \left. - \frac{3Pb^3}{384E_B I_B} \beta \right] \end{aligned} \quad (6-27)$$

式中第一项决定于上下辊的重量；第二项和第三项则决定于附加压力。在实际生产中，任何一对辊子的重量、规格和刚度都是固定不变的，因此第一项实际上是一个常数。如设法使第二项与第三项相等，则由上式可见，中高的数值将取决于上下辊的重量，不因附加压力的变动而需要改变。

为此，设：

$$\frac{Pb^2(12l - 7b)}{384E_H I_H} - \frac{3Pb^3}{384E_B I_B} \beta = 0$$

$$\text{則} \quad \frac{E_H I_H}{E_B I_B} = \frac{12l - 7b}{3b\beta} \quad (6-28)$$

設取 $l/b = 1.2$, $\beta = 0.5$, 則:

$$\frac{E_H I_H}{E_B I_B} = \frac{14.4b - 7b}{3b \times 0.5} = 4.93$$

其所需的中高即為:

$$k = \frac{(G_B + G_H)b^2(12l - 7b)}{192E_H I_H} \text{ 厘米} \quad (6-29)$$

由上述情況可見，中固上輥與普通下輥結合使用，不但可以減小必要的中高，而且如能妥善選擇上下輥的剛度，使其比值達到一定要求，則輥子的中高將不受附加壓力的影響。這種情況是一般普通結構的輥子所不能做到的；這也是中固輥的優越性。

八、輥子磨床和中高磨床

造紙機和整紙機的各种輥子均須進行定期磨光，以保證其表面的清潔狀態和平滑程度。壓榨輥、壓光輥等應每隔 3~12 個月磨光一次，視造紙機、壓光機或超級壓光機的車速以及其本身的磨損情況而定。胸輥、案輥、導網輥等約 5~10 年磨一次。直徑為 1250~1500 毫米的普通烘缸一般可以使用較久，很少需要磨光。具有自動領紙的烘缸和單面光造紙機的烘缸則每 5~10 年應磨光一次。

供磨光輥子和烘缸使用的磨床是由一個安設在機架上的帶砂輪座架構成，座架可以沿機架作來回移動。加工對象（即各種輥子或烘缸）則安裝在支架上。支架可以沿磨床機架的底軌移動，又可以作上下位移，以適應安設各種不同直徑的加工物。

加工物的回轉和座架的移動可由變速電動機帶動，也可以由定速電動機通過變速箱來驅動。砂輪則應由另一台變速電動機驅動。加工物應以較緩慢的速度回轉着，而砂輪的回轉速度則應較快（但其來回移動的速度則應較慢），其具體速度應視加工要求而定。

造紙機的刮刀和平板切紙機的橫切刀也是在這種磨床上進行磨銳。刮刀和橫切刀是固定在支架上，而只有砂輪是回轉着，同時也作來回的移

动。

研磨棍子中高的装置基本上与上述的磨床类同，但其砂輪有安装在垂直杠杆上的，也有安装在水平杠杆上的。

采用水平杠杆安装砂輪时，在研磨棍子过程中，当砂輪移动至棍子中央部分，杠杆略显倾斜，使砂輪的中心略高于棍子的中心，而当砂輪逐渐向两端移动，则砂輪的中心也逐渐下降，其結果必然会使棍子中央部分的直径較大，两端直径較小。

研磨中高常用的装置是具有安装在垂直杠杆上的砂輪的磨床。图6—16所示的角形杠杆1的一端安装有砂輪，并以活动接头固定在磨床座架上 O_1 处。角形杠杆1的另一端则支持在位于角形杠杆2的滑輪上A点，而角形杠杆2又以活动接头固定在磨床座架上 O_2 处。当座架由棍子中央部分向两端移动时，滑板3带动固定在其中的楔形板4，并由于其本身重量的关系而往下跌落，其跌落距离則决定于仿形尺5的曲率*。当滑板和楔形板跌落时，

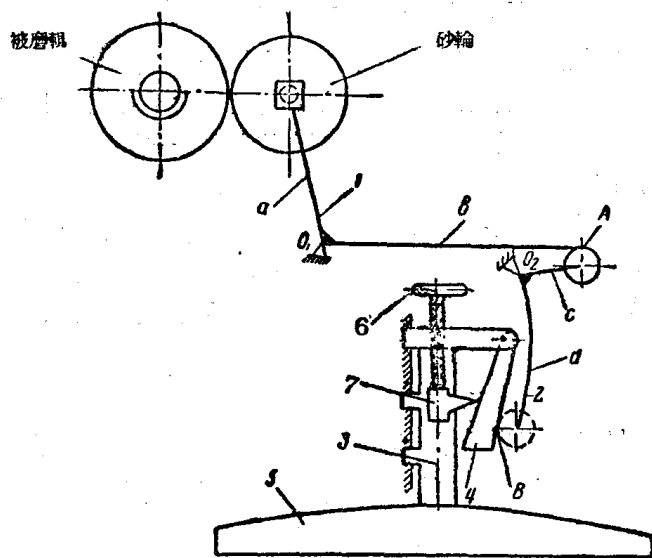


图6—16 研磨中高的装置

- 1—第一角形杠杆；2—第二角形杠杆；3—滑板；4—楔形板；
5—仿形尺；6—手輪；7—停止器

* 仿形尺的位置是与滑板3成 90° 。图中所示仿形尺是轉 90° 繪制，以利理解各部分的作用，其实际位置应与图紙平面垂直。

楔形板使角形杠杆 2 在 B 点发生偏移，从而在 A 处抬起角形杠杆 1，从而将砂輪推向靠移被磨的輓子，因此輓子两端的直径可比中央部分的直径較小。当座架由輓子端部向中央部分移动时，則由于楔形板的升高，砂輪离开被磨的輓子。

角形杠杆 2 在 B 点的偏移情况可由下式理解：

$$C = S \tan \alpha$$

式中 C ——角形杠杆 2 的偏移，

S ——滑板的跌落数值，以仿形尺的中点作为起点，

α ——楔形板工作面与垂直綫所形成的夹角。

因此，在这个情况下，輓子上有关断面的中高等于：

$$R = 2i C = 2i S \tan \alpha$$

式中 i ——两个角形杠杆的传递比，即：

$$i = \frac{a}{b} \frac{c}{d} ; a, b, c, d \text{ 为角形杠杆 1 和 2 的各段臂长。}$$

由于角形杠杆的传递比和仿形尺的曲率都是固定不变的，因此輓子的必要中高是由楔形板傾斜角的变化来决定。旋轉手輪 6，可使停止器 7 上下移动，从而改变楔形板的傾斜角。而傾斜角的大小，一方面是根據所要求的中高而定，而另方面也必須考虑到輓子的长度。长度較大的輓子，要求滑板具有較大的跌落数值，因此也就要求較大的楔形板傾斜角；反之，較短的輓子，則可以采用較小的傾斜角。另外，輓子中高的型式則是由仿形尺的曲率来决定；新式磨床的仿形尺曲率是与弹性綫的方程式相适应的。

九、輓子的临界速度

造纸机各部分輓子的回轉速度随着車速的提高而增加，而輓子在弹性力作用下可能发生較大的位移，也就是可能产生振动。刚度較小的輓子更易于产生横向位移。

任何輓子的临界速度是与其靜力挠度有关，如下式所示：

$$\omega_{\text{临界}} = \sqrt{\frac{g}{f_c}} \quad (6-30)$$

式中 g ——重力加速度，981 厘米/秒²；

f_c ——輓子（包括軸頸）的总挠度，厘米。

而，輓子的总挠度为：

$$f_c = \frac{G}{384EI} [L^3 - 4b^2l + 8l^3 + 64a^3 \left(\frac{EI}{E_1I_1} - 1 \right)] \quad \text{厘米} \quad (6-31)$$

式中 G ——輓子重量，公斤；

EI ——輓子工作部分的刚度，公斤·厘米²；

E_1I_1 ——軸頸的刚度，公斤·厘米²；

b ——輓子工作部分的全长，厘米；

l ——輓子在两个支承点（例如軸承）之間的全长，厘米；

a ——軸頸长度，厘米；一般取 $a = \frac{l-b}{2}$ 。

当扰动力的角速度等于或大于临界速度，則将会引起共振现象，其結果必然增大輓子的振幅，严重时甚至会引起輓子的折断。

一般認為：造紙机各种輓子的最大工作速度不应超过临界速度的60~70%，即：

$$\omega_{\text{工作}} \leq (0.6 \sim 0.7) \omega_{\text{临界}}$$

刚度小的輓子，如要求較高的工作角速度（例如案輓、导紙輓和毛布輓等），都应该測定临界速度。

十、輓子的軸承

根据造紙机各个輓子的具体情况，可采用滑动軸承或滚动軸承。近代造紙机則多趋向于采用滚动軸承，因其摩擦系数較低，可以节省动力。但無論采用滚动軸承或是滑动軸承，均应考虑到防水、防油外漏等要求和检查方便、注油容易等特点。

根据滚动軸承的耐久性，可按下式計算軸承的工作容量系数 C ，以供选用軸承参考。

$$C = (R + mA)K_0K_KK_T(nh)^{0.3} \quad (6-32)$$

式中 R ——径向負荷，公斤；

A ——軸向負荷，公斤；

m ——軸向負荷轉为径向負荷的系数（根据軸承的种类，从有关标准表中选择）；

K_0 ——負荷性質和工作条件系数；造紙机大多数輥子的 $K_0 = 1 \sim 1.1$ ；压光輥的 $K_0 = 1.3 \sim 1.5$ ；

K_K ——耐久系数；当內环旋轉时 $K_K = 1$ ，当外环旋轉时， K_K 則要根据軸承种类从有关表中选择；

K_T ——温度影响系数，造紙机各軸承，除烘缸軸承外， $K_T = 1$ ；烘缸軸承（温度为 $150 \sim 175^\circ\text{C}$ ）的 $K_T = 1.1 \sim 1.5$ ；

h ——軸承的耐久性，小时；如要求軸承連續工作两年，則 $h = 16000$ 小时；在設計中也有将 h 定为 $32000 \sim 40000$ 小时的；

n ——轉軸每分鐘的轉速。

造紙机的軸承每年应检查 $1 \sim 2$ 次。在检查时应将旧油排出，用煤油将軸承洗淨，并換上新油。

十一、輥子的平衡

任何物体在回轉运动过程中都会产生一定的离心力。物体上每个質点所形成的离心力为：

$$P_c = m\rho\omega^2 = \frac{G}{g}\rho\omega^2$$

式中 m ——質点的質量，公斤·秒²/厘米；

G ——質点的重量，公斤；

ρ ——質点重点与轉軸中心的径向距离，厘米；

ω ——回轉体的角速度，秒⁻¹；

g ——重力加速度，981厘米/秒²。

其所形成的离心力对轉軸产生一定的拉力。因此，如回轉物体是不平

衡的，則其形成的慣性離心力將以附加動力負荷的型式施諸於支架上，以致搖動支架基礎，並引致回轉物體本身的脈動。採用千分表即可測出回轉物體的脈動情況。

不平衡的回轉體在運動時對支承所形成的動力負荷為：

$$P_{\text{動力}} = m_H \rho_H \omega^2 = \frac{G_H}{g} \rho_H \omega^2 \text{ 公斤} \quad (6-33)$$

式中 m_H ——回轉體不平衡部分的質量，公斤·秒²/厘米；

G_H ——回轉體不平衡部分的重量，公斤；

ρ_H ——不平衡物重心到轉軸中心的距離，厘米。

支承所受的動力負荷又可用下式求得：

$$P_{\text{動力}} = m_o e \omega^2 = \frac{G_o}{g} e \omega^2 \text{ 公斤} \quad (6-34)$$

式中 m_o ——整個回轉體的質量，公斤·秒²/厘米²；

G_o ——整個回轉體的重力，公斤；

e ——回轉體重心到轉軸中心的距離，厘米。

對任何回轉物體，一般都要要求校正平衡，以適應生產上的要求。校正平衡則又根據回轉物體的幾何形狀和生產上的特殊要求，分為靜力平衡和動力平衡。

(一) 靜力平衡 寬度比直徑小的回轉物體（例如皮帶輪、离心泵的葉輪等）只要校正靜力平衡即可。如回轉物體具有不平衡質量 m_H ，其重心到轉軸中心的距離為 ρ_H ，則可在不平衡質點對稱的徑向軸綫加上平衡質量 m_Y ，使不平衡物體轉變為平衡物體（也可以考慮設法從物體上剷除不平衡質量）。採用加上平衡質量使回轉物體達到靜力平衡的方法時（圖6—17a），其平衡狀態可由下式見之：

$$m_H \rho_H = m_Y \rho_Y$$

式中 ρ_Y ——平衡質量重心到轉軸中心的距離。

用重量來表示時，即：

$$G_H \rho_H = G_Y \rho_Y$$

校正靜力平衡的方法將回轉物體放在摩擦力矩很小的支架上，並使其回轉；具有不平衡物質的一側必然每次都停止在最低的位置上。此時，可在不平衡質量的對稱側加上平衡質量，以獲得回轉物體的靜力平衡。

測定平衡的支架一般是用水平的三棱軌道和滾動軸承，其中以水平的

三棱軌道为最灵敏，得到可能的偏心距最小，即：

$$e_{\text{最小}} \geq k \quad (6-35)$$

式中 k ——軸頸和軌道之間的滚动摩擦系数；采用鋼質的軌道和軸頸时， $k=0.001\sim0.005$ 厘米，因此 $e_{\text{最小}} \geq 0.01\sim0.05$

毫米。

如在滚动轴承（通常是用滾珠）上校正平衡时（图 6—176），則最小偏心距为：

$$e_{\text{最小}} \geq \mu \frac{d_0}{2} \frac{d}{D \cos \alpha} \quad (6-36)$$

式中 μ ——摩擦系数，取 $0.001\sim0.004$ ；
 D ——滚动轴承的外径，厘米；
 d_0 ——滚动轴承的内径，厘米；
 d ——回轉体軸頸的直径，厘米；
 α ——滚动轴承的中心（如軸頸直接穿在滚动轴承中时，則在軸頸下部的两个滾珠或滾柱中心）和軸頸的中心联綫的垂直夹角。

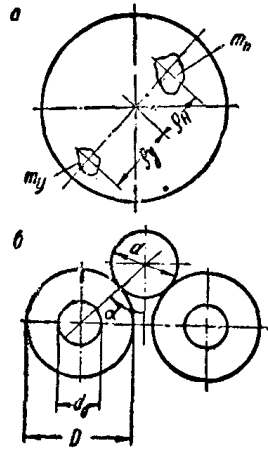


图 6—17 靜力平衡图

a—平衡物質的位置；
 o—在滚动轴承上校正平衡

(二) 动力平衡 造纸机的大部分輥子的长度都大大超过其本身的直径，因此除校正靜力平衡外，还要校正动力平衡，否則难以适应运轉的要求。

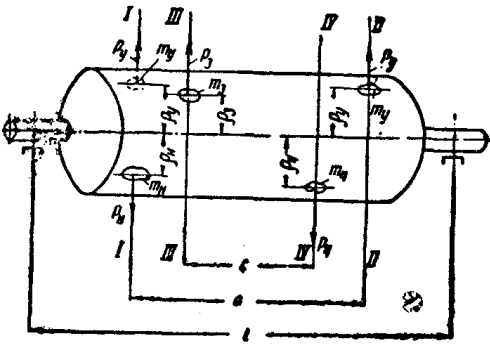


图 6—18 动力平衡图

茲以图6—18所示的輥子为例，來說明校正动力平衡的原理。在輥子的 I—I 断面上，有不平衡質量 m_H ，其重心与轉軸中心的距离为 ρ_H 。在 II—II 断面上与不平衡質量对称的位置上，加上平衡質量 m_Y ，其重心与轉軸中心的距离为 ρ_Y 。当两者的力矩相等，即：

$$m_H \rho_H = m_Y \rho_Y$$

則輥子已处于靜力平衡状态下。但当輥子开始回轉时，不平衡質点与平衡質点都会产生一定的离心力，即：

$$P_H = P_Y = m_H \rho_H \omega^2 = m_Y \rho_Y \omega^2$$

設两个断面之間的距离为 a ，則两个离心力将会形成一对力偶，即：

$$P_H a = m_H \rho_H \omega^2 a;$$

或

$$P_Y a = m_Y \rho_Y \omega^2 a。$$

如支承輥子的两个軸承之間的距离为 l ，則此一力偶在軸承处形成的动力負荷 P 为：

$$P = \frac{P_H a}{l} = \frac{m_H \rho_H \omega^2 a}{l} \text{ 公斤} \quad (6-37)$$

为消除由这个力偶而引起的动力負荷，就必需在輥子 III—III 和 IV—IV 断面上，分别离轉軸中心 ρ_3 和 ρ_4 的位置增加質量 m_3 和 m_4 。靜力学上要求 $m_3 \rho_3 = m_4 \rho_4$ ，因此，当 III—III 和 IV—IV 断面的距离为 c 时，在轉动中增加的質量各产生离心力 $P_3 = F_4 = m_3 \rho_3 \omega^2 = m_4 \rho_4 \omega^2$ 。其造成平衡力偶为：

$$P_3 c = m_3 \rho_3 \omega^2 c。$$

此一动力平衡力偶在数值上应与上述靜力平衡力偶相等，但其作用方向則应为相反的。在这种平衡状态下，軸承将不会蒙受动力負荷。

动力平衡是在专门机器上进行校正的。校正动力平衡用的机器的运行速度应等于或略为大于輥子的工作速度。校正用的机器本身具有两个支座，輥子即安装在支座上。輥子的一端安装在具有鉸鏈接合固定的支座，另一端則支承在具有弹簧裝置的支座上。校正时，使輥子回轉，則将发现在鉸接支座周围有振动現象。增加平衡質量，并变动其重心与轉軸中心的距离与角位，直至获得輥子的最小振动为止。然后，将輥子的两端調換，即將原来安装在弹簧座上的一端安装在鉸接支座上，再重新校正平衡。經過三数次平衡之后，即可將軸承上所受动力負荷減至最低限度。

造紙机和整紙机的各种輥子大多数是空心輥，而其內表面通常都沒有經過加工，內外表面之間有一定的偏心率，因此极易产生不平衡現象。这

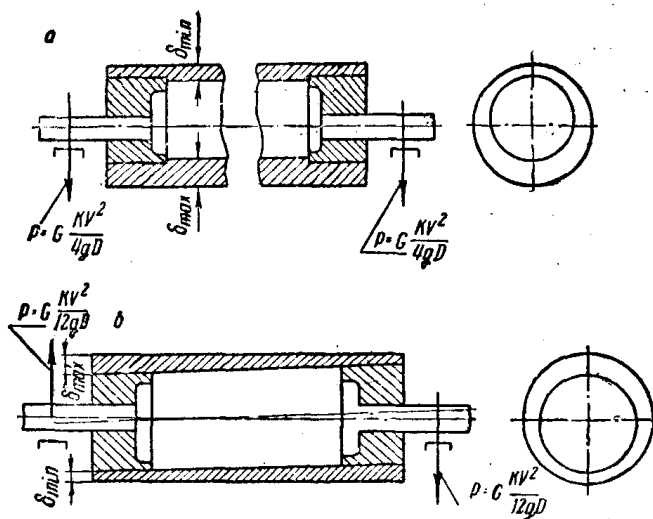


图 6—19 辊壁厚度不同引起不平衡时的动力负荷图

a—静力不平衡；b—动力不平衡

种情况可由图6—19见之。由于辊壁厚度不同而引起的静力不平衡，将会在辊子的轴承上形成一定的动力负荷，即：

$$P \approx G \frac{Kv^2}{2gD} \text{ 公斤} \quad (6-38)$$

式中 P ——轴承所受的动力负荷，公斤；
 G ——辊子重量，公斤；
 v ——辊子的圆周速度，米/秒；
 g ——重力加速度，9.81米/秒²；
 D ——辊子外径，米；
 K ——系数。

而

$$K = \frac{\delta_{\text{最大}} - \delta_{\text{最小}}}{\delta_{\text{平均}}}$$

$$\delta_{\text{平均}} = \frac{\delta_{\text{最大}} + \delta_{\text{最小}}}{2}$$

式中 δ ——辊子壁厚，米。

辊子壁厚不同也会引致动力不平衡。有时，动力不平衡的产生又是由于

辊子軸綫与其外表面母綫不平行所引起。在动力不平衡的情况下，辊子的軸承所受动力負荷为：

$$P = G \frac{Kv^2}{6gD} \quad (6-39)$$

校正造紙机和整紙机的各种辊子的平衡工作是很复杂的。如前所述，这些辊子大部分为空心辊，而在空心辊的内部无法配置或固定平衡質量。通常只有将平衡質量配置在辊子两端的套筒内；为此，套筒一般均应預留專門的槽。

第三节 紙幅形成部

紙幅是在网部形成，其形成情况在很大程度上决定紙張的勻度和物理强度。圓网造紙机和长网造紙机的主要区别是在于网部的結構型式不同。前者的网部是由一个或多个圓网籠与圓网槽組成；而后者則由平网以及其附属辊子构成。网部是造紙机的极其重要的一部分，同时也是造紙机結構上最复杂的一部分。长网造紙机网部的大部分构件都需要采用有色金属或其他防腐材料制成，因此其造价較高，而經常維修費用也高。圓网造紙机的网部也要采用部分有色金属，但与长网造紙机比較則要少得多，而且小型的圓网机还可以多考虑采用木結構。

茲就圓网造紙机网部和长网造紙机网部分別叙述如次。

一、圓网造紙机网部的結構以及主要构件

圓网造紙机的网部是由圓网籠、网槽和伏辊构成。伏辊是由压榨部下压榨辊通过毛布的牵曳而带动回轉。伏辊座于圓网籠之上，借助毛布的摩擦作用，使圓网籠在网槽内回轉。来自篩浆机或高位槽的浆料，进入网槽的前部流浆箱处，再流入网槽，并依靠圓网籠的内外水位差或真空（抽气）作用，逐渐在圓网籠表面的銅网上形成紙幅，并随着圓网籠的回轉而离开网槽浆面，进入圓网籠与伏辊之間，受伏辊的压力作用，被毛布吸附而脱离銅网

网面，然后由毛布运转至压榨部。

(一) 圆网笼 圆网笼直径一般为1525毫米，个别有达1830毫米，小型的也有760毫米的。其宽度则为1170~3050毫米不等。图6—20所示为圆网笼的结构示意图。在钢质转轴1上装有若干个青铜制的幅轮2，幅轮的数量视造纸机的幅门宽窄而定。各个幅轮间的距离一般约为300~500毫米。在最外侧两个幅轮3的轮环上，又铸有凸出轮环4；当圆网笼安装在网槽内时，可利用细带

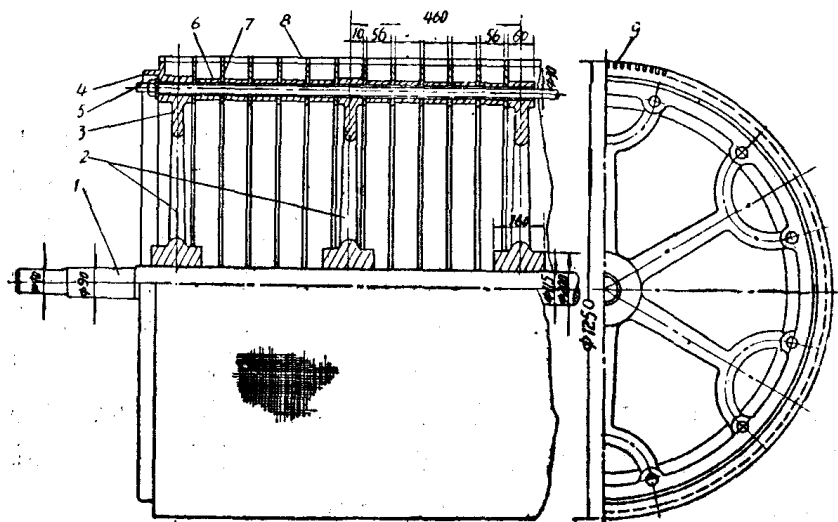


图6—20 圆网笼结构示意图

绕过此一凸出轮环与槽壁的固定圆环，将圆网笼的内部密封着。在各个幅轮之间等距离各处，又装有若干个外径与幅轮相同的固定环7。固定环用黄铜板制成。固定环之间用短管6，并用套在铜管内的螺杆5将其固定在一定位置。最外侧的两个幅轮和所有固定环的圆周上均刻有槽沟，以供安装筋条9用。筋条用铜制成，其断面可为圆形或长方形。为加强脱水作用，又有将长方形筋条的表面用冷拔加工法制成弧形或三角形。筋条的长度应与圆网笼的宽度相等。最后，在筋条的外部缠上铜丝，即构成圆网笼

的骨架。再在这个骨架上纏上一层里网和一层外网8，即可供生产使用。

里网和外网的接合方法可采用人工縫接或焊接。人工縫接不易获得平直的縫口，且使用時間較短。为此，近年来已多趋向于采用銀焊。銀焊采用的焊藥是由65~66%純銀、34~35%黃銅和1%以下的鋅熔結而成，銼成粉末，在使用時再加入适量的硼砂，再用水調成稀糊狀，以便塗在焊口上。焊接時須先剪齊銅网的接口，對好經綫，并用兜布拉緊，塗上焊藥，用尖嘴彎頭鑷子將接口掐在一起，然後用噴燈吹熔焊劑，即可將銅网兩端的經綫或將一端的經綫與另一端的緯綫焊接在一起。焊接完畢後，拆除兜布，並檢查焊縫，採用銼刀銼平帶刺或不平的地方。最後，再根據工藝生產的要求，決定幅門的寬窄，在兩端縫上定邊帶，即可裝入网槽。

(二) 网槽 网槽是漿料上網的流槽，一般多采用木材制成。网槽的型式虽然很多，但歸納起來大多數都属于順流式和逆流式兩種類型，同時其結構的主要區別是在漿料上網的方法，以及有沒有溢流口，而在其他部分則基本上相同。如圖6—21所示，漿料由槽底兩側的進漿管2和3沿着箭頭表示的路綫經流漿箱部分，進入网槽槽身1。為調節流漿箱中的水位和流量，可在插板導條4和5處的縫隙中插入或抽出橫板條。圓网是支承在网槽兩側的軸承架6和7上。濾入网內的白水則從8管排出，并用閘門9控制白水的排出量，以調節网籠中白水的水位。圖中10為緊急放漿時的排漿口；11為清洗時的排污口。

圓网槽具有多種型式，其結構與使用情況均在工藝課程中詳予介紹，此處不擬闡述。

(三) 伏輥 伏輥的直徑一般為250~500毫米，其長度則與圓网籠寬度相同。伏輥是安裝在圓网籠之上，一般是向後偏移18~20°。為使毛布能與圓网籠緊密地接觸，同時又要保證伏輥具有1.3~2.8公斤/厘米的綫壓力，伏輥必須具有良好的彈性。

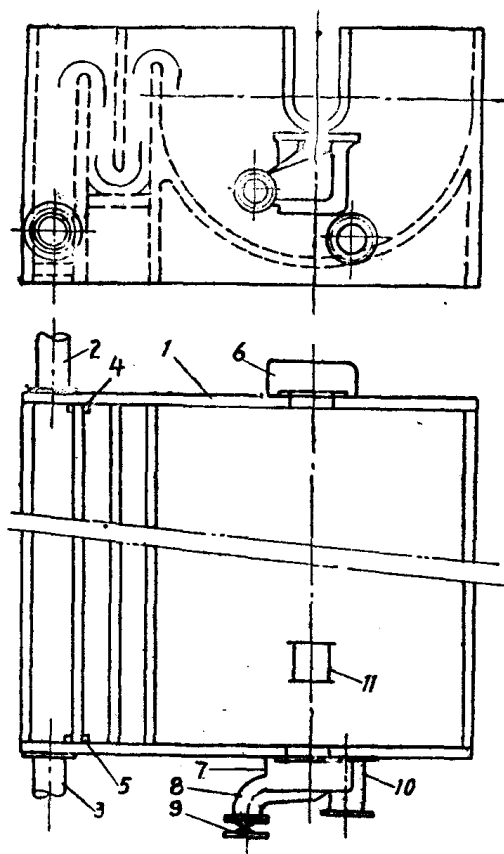


图 6—21 网槽示意图

伏轆为铁木结构，外包多层旧毛布，使其外径达到250~300毫米左右。也有采用直径350~400毫米的钢管，外包25~50毫米厚的橡胶制成伏轆，橡胶硬度为勃氏硬度200~240。

图6—22所示为铁木结构的伏轆。在转轴 1 上安装若干个铸铁轆轮 2，轆轮之间的距离一般为400~450毫米。以螺栓将一层50~60毫米厚的木条 3 固定在轆轮上；螺丝头部埋入木条内，并用灰泥将其填平。然后将铁木结构的轆子放在铣床上加工；最后在木条上钉上毛布条 4。毛布条的长度应与轆子宽度相同，而宽

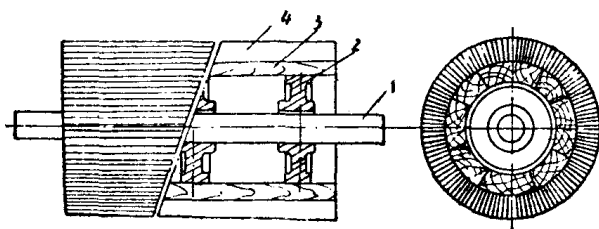


图 6—22 圆网造纸机的伏辊

度則約为 70~120 毫米。釘毛布条时，必須事先在輥子表面上划出若干根与軸綫平行的装釘綫，再将毛布条沿着划綫釘上。釘上毛布后，将輥子放在水中浸泡一定时期，方可供生产上使用。

二、长网造纸机网部結構

网部是长网造纸机結構中最复杂的一部分，其主要构件包括流浆箱、胸輥、张紧輥、吸水箱、伏輥、銅网等。图 6—23 所示即为长网造纸机的网部，其大部构件均采用有色金属制成，以防止发生锈蚀。网部的吸水箱和伏輥所消耗功率极大，一般約占造纸机全部功率的 25~50%。

茲就网部的主要构件分別叙述如下。

（一）流浆箱

1. 普通流浆箱 普通流浆箱主要用于車速在 150 米/分以下的造纸机。流浆箱具有 2~3 块堰板（图 6—24），每块堰板均由两块在中間搭接的薄板組成，其下端与网面保持一定的距离，一般是由第一块堰板开始逐漸縮小这个距离。网案的两端装有定边带或定边板，以控制紙幅形成的寬度。

当造纸機車速超过 150 米/分时，普通流浆箱的堰板已不能保証漿料上网的流速和均匀度。为此，中高速造纸机多已趋向于采用压力流浆箱。

2. 敞开式压力流浆箱 图 6—25 所示为敞开式压力流浆箱。

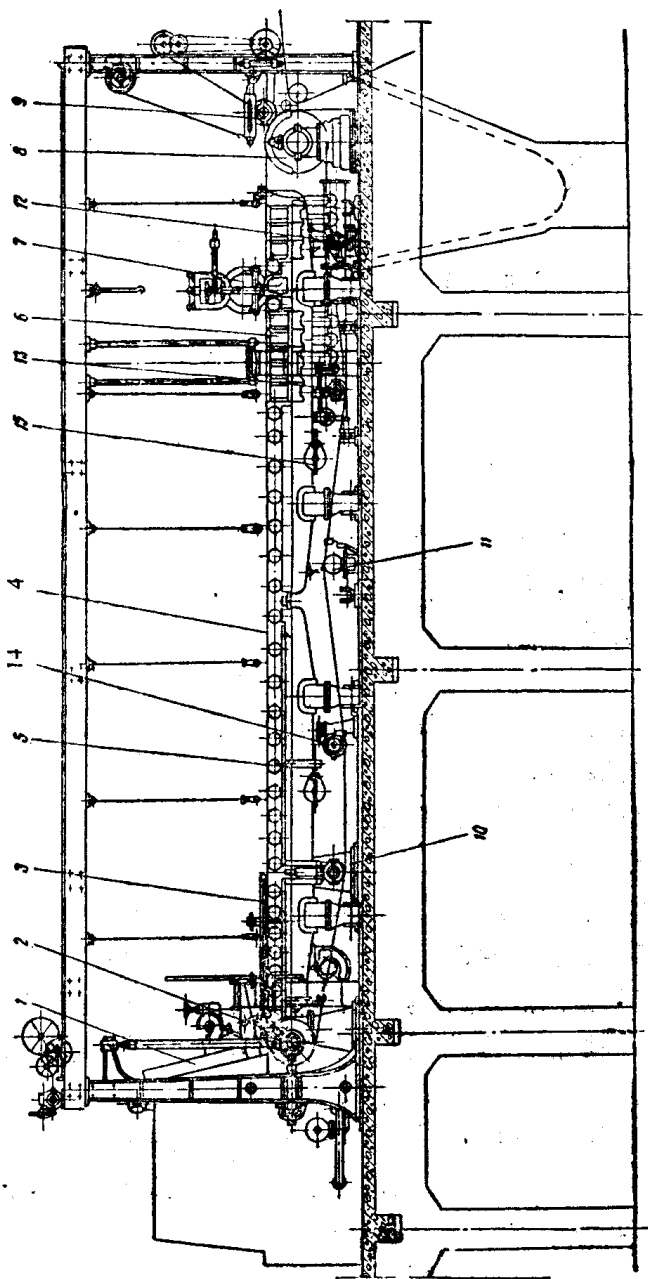


图 6—23 长网造纸机网部

1—压力流浆箱；2—导网辊；3—定边板；4—铜网；5—铜网；6—吸水箱；7—水印辊；8—真空伏辊；
9—小压辊；10—铜网自动枝正器；11—手动铜网枝正器；12—铜网平衡张紧器；13—铜网张紧
器；14—网案移动装置

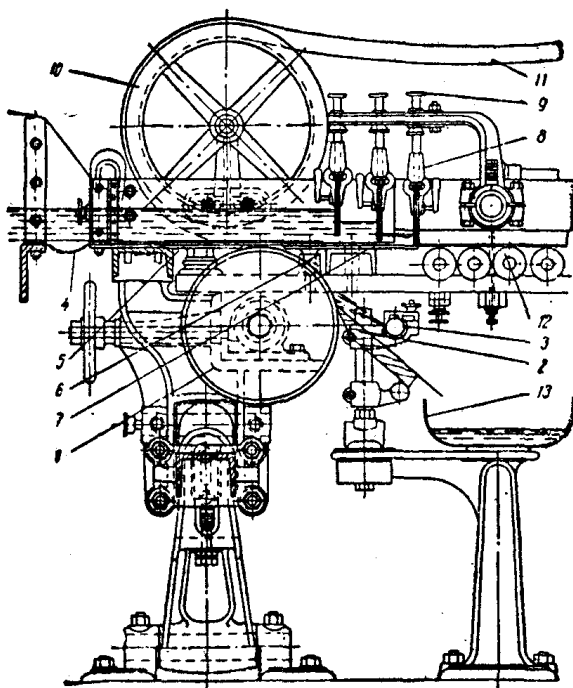


图 6—24 具有垂直堰板的普通流浆箱

- 1—胸辊；2—胸辊刮刀；3—喷水管；4—橡胶板；5—胸板；
6—铜网；7—唇布；8—堰板；9—手轮（调整堰板高度用）；
10—定边带轮；11—定边带；12—案辊；13—白水槽

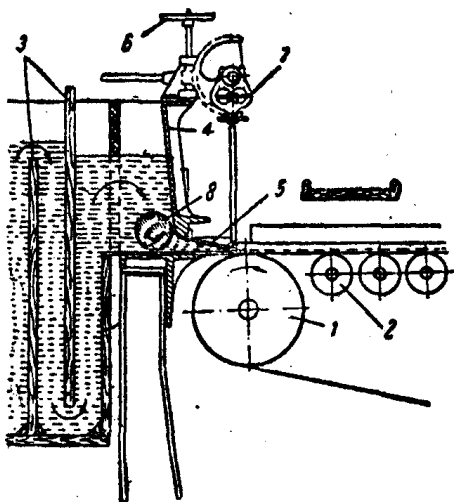


图 6—25 敞开式压力流浆箱

- 1—胸辊；2—案辊；3—隔板；4—垂直前壁；5—板唇；
6—全面调节机构；7—局部调节机构；8—翻浆辊

在流浆箱的垂直前壁4的下面，装有一块倾斜的喷浆唇（或称板唇）。板唇与网案的垂直距离可采用调节机构6作全面的调整（图6—26），也可以采用调节机构7进行局部调整。板唇与网案的垂直距离是由纸种重量决定。升降隔板3可控制压力流浆箱的水位，以调节浆料的流速。为使浆料在网上前获得均匀混和，在靠近板唇处，设有翻浆辊8。翻浆辊直径为100~250毫米，其

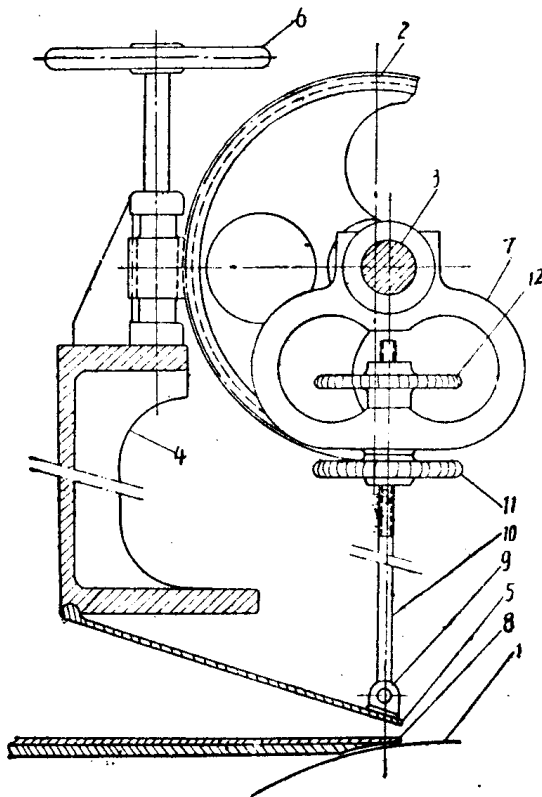


图6—26 压力流浆箱板唇开口调节机构

1—胸辊；2—蜗轮传动；3—偏心轴；4—垂直前壁；5—上板唇；6—全面调节机构的手轮；7—局部调节机构的架子；8—下板唇；9—铰接座；10—螺杆；11、12—局部调节手轮

表面鑽有多个直径25毫米的小孔，鑽孔按螺旋綫分布在辊面。翻浆辊的綫速度一般維持在0.2米/秒左右。

3. 密閉式压力流浆箱 密閉式压力流浆箱的提出是为了适应高速造紙机的需要。当造紙机車速达到500~600米/分以上时，采用敞开式流浆箱則必然要增加其高度，以获得較高的水位，方能保証浆料的流速与造紙机車速相适应。显然，这将会使其結構大大复杂化，而且金属耗用量也大大增加。因此，近代高速造紙机已多采用密閉式压力流浆箱。

图6—27所示为密閉式压力流浆箱的結構图。用浆泵将浆料送入浆道1的两侧。浆道中間有一道中墙将浆道分为两个錐形导管，浆料即在其中更好的混合，然后通过长方形浆道2与弯管

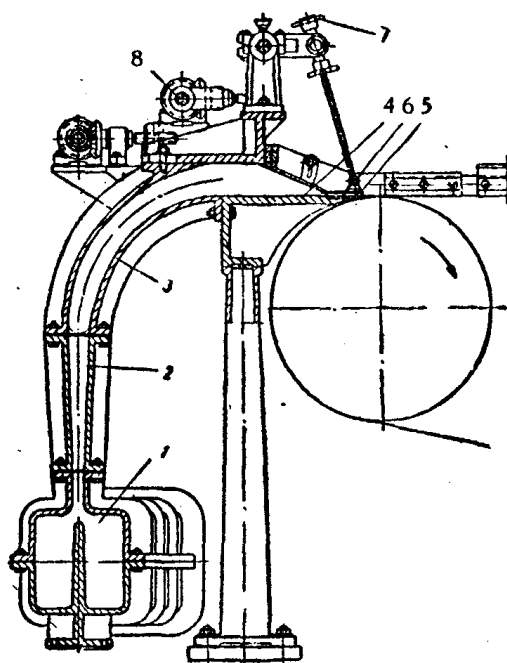
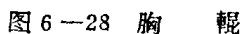


图6—27 密閉式压力流浆箱

1—浆道；2—垂直浆道；3—喇叭形弯管；4—胸板；5—下板唇；6—上板唇；7—局部調节用手輪；8—全面調节用手輪

(二) **胸輓** 胸輓位于网案的最前端，处于流浆箱板唇的下面。胸輓又是銅网从回空到工作的轉折处。

胸輓屬管式輓，其直徑與長度可根據銅網的寬度 S 求得。

$$D=0.08S+275 \text{ 毫米} \quad (6-40)$$


$$L=S+100 \text{ 毫米} \quad (6-41)$$

式中 D ——胸辊直径，毫米；

L ——胸辊长度，毫米。

然后，可以根据第一节所述的辊子计算方法，核算其强度、刚度和临界速度等。

(三) **案辊** 案辊的主要任务是将铜网支承成为平整的网面，并促进浆料的脱水。案辊装设在胸辊之后，吸水箱之前。每台造纸机一般均装有17~20根案辊；为使每个案辊均能与铜网很好地接触，案辊必须有能够上下前后调节的可能。

图6—29所示为案辊的结构以及有关的调节装置。案辊必须轻巧，而且要具有足够的强度，以适应其工作特点。案辊是由铜网带动而回转；如果案辊的结构不能符合上述要求，则不但会增加功率消耗，而且还会加重铜网的磨损。

案辊直径为65~380毫米，视造纸机宽度和车速而定。案辊可用黄铜管、钢管镀铜、钢管衬胶或铝管制成；除铝管而外，其他材料制成的案辊的堵头都用铸铁或钢板制造，铝管的堵头则用铝制。案辊轴颈均采用圆钢制成。堵头是红装或焊接在空心辊筒上，而轴颈则焊在堵头上（图6—29a）。案辊轴承最好采用滚动式的，而且要附有调节装置（图6—29b, B）。

案辊的直径和长度可根据下式求得：

$$D=0.047S \text{ 毫米} \quad (6-42)$$

$$L=S+200 \text{ 毫米} \quad (6-43)$$

式中 D ——案辊直径，毫米；

L ——案辊长度，毫米；

S ——铜网宽度，毫米。

案辊的强度、刚度和临界速度的核算可根据一般辊子的计算方法进行。

(四) **吸水箱** 吸水箱是以木材、型钢、铸铁、青铜、铝、硅铝合金或不锈钢制成。为防止纸幅通过吸水箱时发生剧烈变

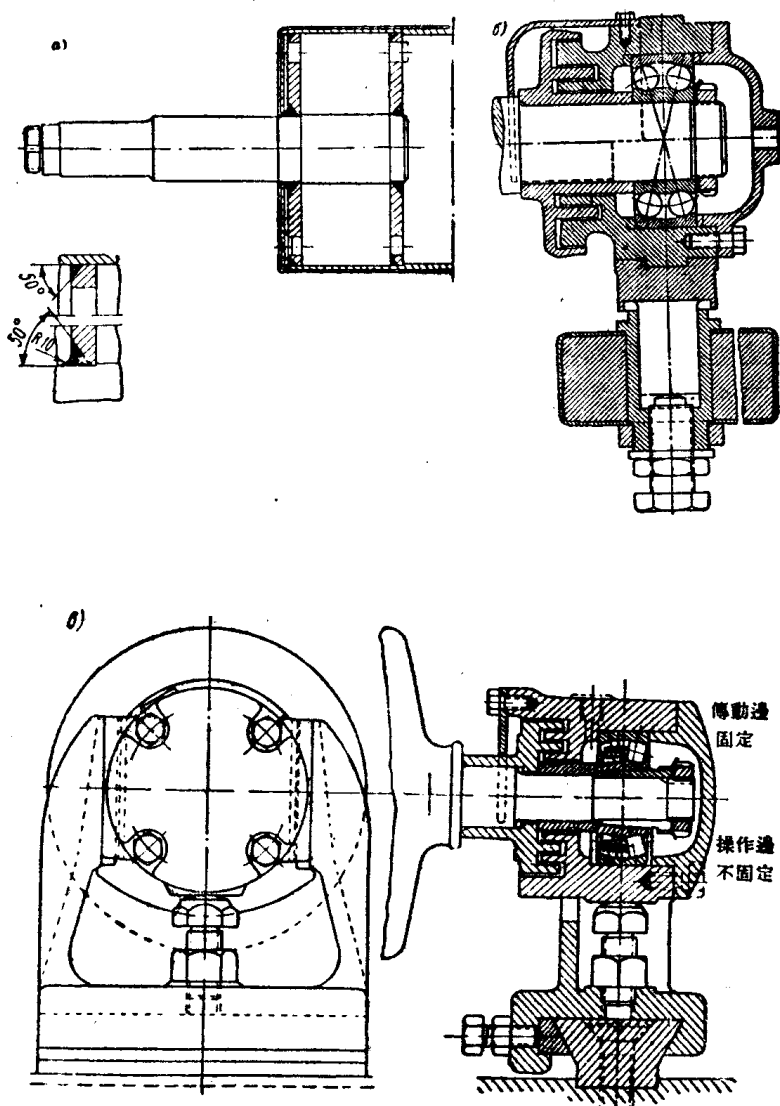


图 6—29 案輓結構及調節裝置

- a—案輓結構；
- б—高度調節裝置（中速造紙機）；
- в—高度和前後調節裝置（高速造紙機）

形，并为減輕銅网的磨損，吸水箱的表面通常是采用一块鑽有橢圓形或圓形吸水孔的木板，也有采用胶木或衬胶金属板的。采用木板作为吸水箱表面时，应选用橡木、柞木、枫木等硬木。

吸水箱的寬度一般为250~700毫米。过寬的吸水箱的面板加工比較困难，加以工艺操作又要求把吸水箱内部的真空度分段陸續提高，因此現代化造紙机的吸水箱的寬度一般均不超过250~300毫米。

图6-30所示为具有圓形吸水孔的吸水箱，吸水孔的直径为13~16毫米，孔間中心距为22毫米，而且吸水孔是交錯排列的。面板是以銅螺絲固定在吸水箱的表面上；为防止螺絲头部損及銅网，应将其埋入，并用軟木塞掩盖着。

吸水箱的长度一般应为：

$$L = S + 600 \text{ 毫米} \quad (6-44)$$

由于銅网不断地在吸水箱表面运行着，其与吸水箱表面形成的摩擦阻力为：

$$F = \mu F_{\text{ж}} P_{\text{hco}} \text{ 公斤} \quad (6-45)$$

式中 μ ——銅网与吸水箱表面的摩擦系数。采用山毛櫸或枫木箱面时，取0.3~0.4；采用橡胶时，取0.08~0.1；

$F_{\text{ж}}$ ——吸水箱的有效吸水面积，厘米²；

P_{hco} ——平均真空度，公斤/厘米²。

因此，克服此一摩擦阻力的功率为：

$$N = \frac{Fv}{60 \times 102} \text{ 千瓦} \quad (6-46)$$

式中 v ——銅网运行速度，米/分。

克服銅网与吸水箱表面之間的摩擦阻力所需功率約为网部所需总功率的70~80%。由此可見，如能設法选用合适的材料制成吸水箱表面，則既可节约功率消耗，又可延长銅网的使用寿命。

就工艺操作的角度而言，增加吸水箱的操作真空度有利于加

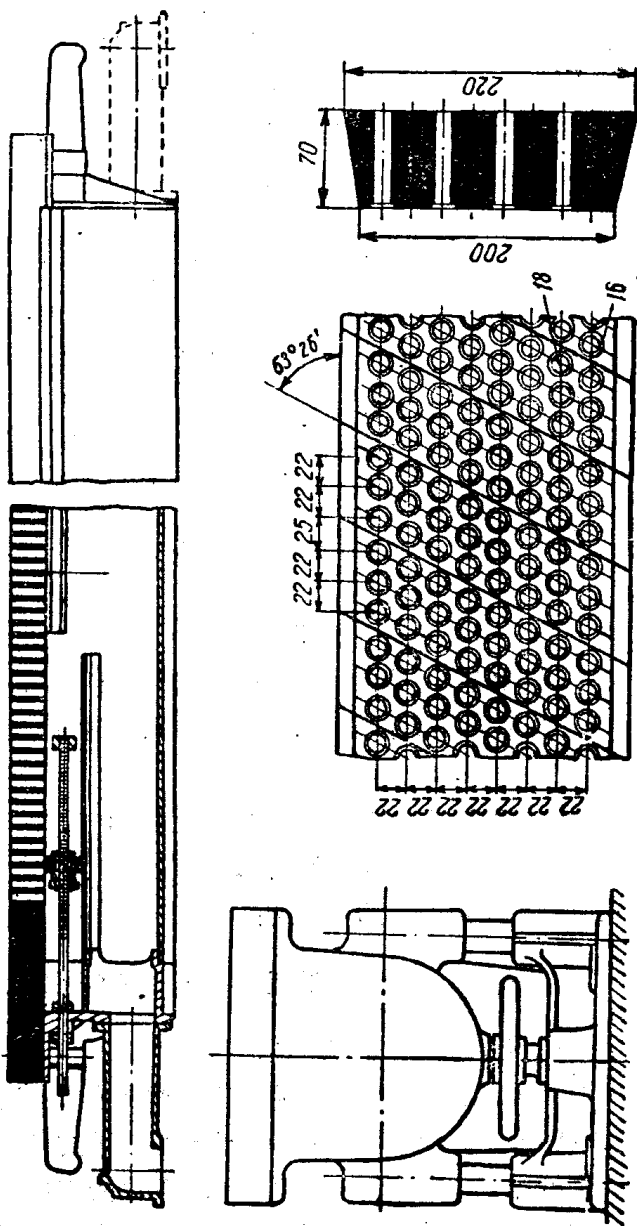


图 6—30 吸水箱

强脱水。但，从上述情况可见，增加真空度，又会同时增加功率消耗，增加铜网的磨损。在实际生产中，一般是要求按照纸幅运行的方向，逐渐提高各个吸水箱的真空度。通常是设法控制操作真空度在 $0.03 \sim 0.25$ 公斤/厘米²的范围内。

为达到提高吸水箱操作真空度，以加强纸幅的脱水，同时又能够做到延长铜网使用寿命、降低功率消耗，近年来已有采用左右摇动的吸水箱以及履带式吸水箱，并以后者的应用效果极为显著。

图6—31为履带式吸水箱的结构示意图。其主要组成一个青铜铸成的真空箱；真空箱本体内部部分为三格，分别构成三个真空室。每个真空室均有单独调节吸水宽度和真空度的装置，并分别与清水管连通，以便必要时利用清水进行洗涤。真空箱表面镶有带孔的不锈钢板；每块钢板上都有直径16毫米的鑽孔24个或若干个长条孔眼，所有鑽孔均与真空箱本体表面的开孔重合。在真

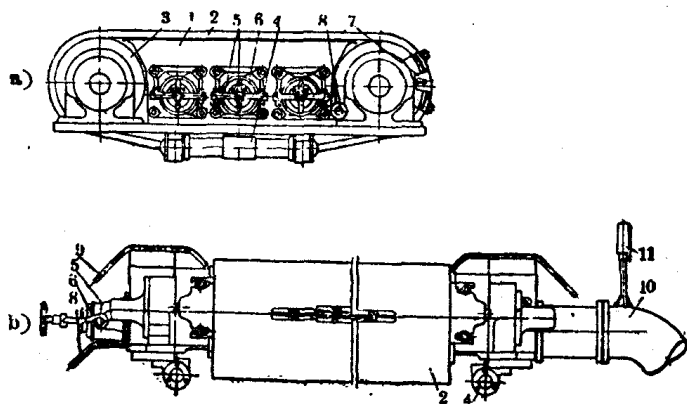


图6—31 履带式吸水箱

a—正视图；b—侧视图

- 1—真空箱本体；2—橡胶履带；3—铜托辊；4—滑动辊；
- 5—清扫孔；6—清扫孔盖；7—抵挡器；8、9—清水管；
- 10—吸引管；11—真空表

空箱的兩側各裝設銅托輥一個，用以張設橡膠履帶，並使其鋪設在上述的不銹鋼板上。橡膠履帶是以多層合成橡膠迭制，橡膠硬度為勃氏103~110°，厚度為14毫米；履帶表面開有橢圓形長孔，交錯排列。在操作時，橡膠履帶是由銅網牽引着作回轉運行，從而帶動托輥在滾動軸承上轉動。為防止履帶在運行時發生過大的跑偏，在銅托輥的軸承外殼上裝設有抵擋器，以限制履帶左右移動的範圍。

履帶式真空箱的使用不但給提高造紙機車速創造條件，而且銅網使用壽命也獲得延長一倍以上。

（五）銅網張緊裝置 銅網在運行中必需保持一定的拉力。同時，銅網運行一定時期後，會發生伸長；此時必需採取措施將其拉緊。銅網張緊裝置就是為完成這些任務而設的。

銅網張緊裝置安設在網案下部銅網回空部分，其張緊輥緊壓着銅網，並可作上下移動。銅網在張緊輥的包角一般為10~30°。目前使用的張緊裝置可分為螺桿式、平衡式和氣動式等。

圖6—32a所示為螺桿式張緊裝置。張緊輥1支承在軸承5上。轉動手輪2，即可通過螺母4，使軸承5沿螺桿3作上下移動，從而張緊或松弛銅網。此種裝置完全依靠人工調節，不易獲得理想的張力。

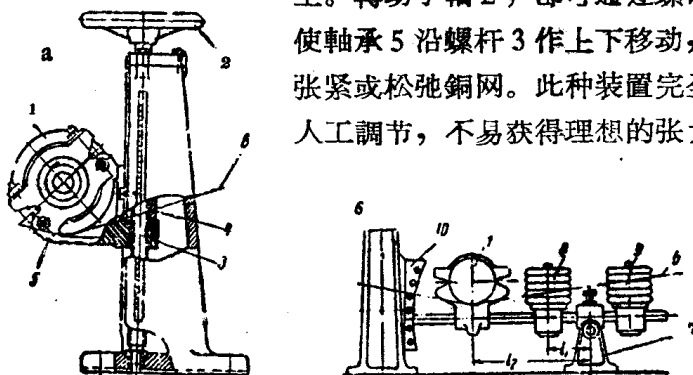


圖 6—32 銅網張緊裝置

a—螺桿式；b—平衡式

1—張緊輥；2—手輪；3—螺桿；4—螺母；5—軸承；6—銅網；7—支座；8—重錘；9—重錘；10—振動限制器

图 6—326 所示为平衡式张紧装置。张紧辊 1 安设在杠杆上，变动重锤 8 和 9 的重量即可增加或减少张紧辊对铜网的压力。为防止张紧辊产生过大的振幅，设有振动限制器 10。平衡式张紧装置的张紧辊对铜网的总压力为：

$$Q = G + G_{rp} \frac{l_1}{l_2} \quad \text{公斤} \quad (6-47)$$

式中 G ——张紧辊本身重量，公斤；

G_{rp} ——平衡重锤的重量，公斤；

l_1, l_2 ——重锤和张紧辊到支承点的距离，厘米。

气动式张紧装置是依靠压缩空气对活塞两侧加压，直接或间接移动张紧辊。如活塞的连杆是直接与张紧辊的轴承联接，则铜网所受的压力为：

$$Q = G + 2p \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{公斤} \quad (6-48)$$

式中 p ——气缸内的空气压力，公斤/厘米²；

d ——活塞直径，厘米。

(六) 铜网校正装置 图 6—33 所示为手动式铜网校正装置。其主要构件为一根校正辊，其传动侧的轴承固定在支架上，但可在水平面上转动，而操作侧的轴承则安装在一根螺丝杆上。转动手轮，即可使轴承沿螺杆作前后移动。

如图所示，当校正辊操作侧的轴承移动到 I 位置时，设铜网运行速度为 v_c ，则由于校正辊摩擦阻力 T 的关系，将会产生横向速度 v_x 。 v_c 和 v_x 两个速度则又会使铜网产生合速度 v_B ，从而逼使铜网向传动侧移动。同理，当校正辊的位置在 II 时，则铜网将向相反的方向移动。

由图 6—33 可见，当校正辊和铜网的接触线是在 $A_1 A_2$ 上，则铜网首先与 A_1 接触，受摩擦阻力的作用而向 A_1 侧移动。校正装置的设计就是利用这个作用，纠正及防止铜网跑偏。各种校正装置的设计均需考虑到克服校正辊的摩擦阻力，其数值可由下式计

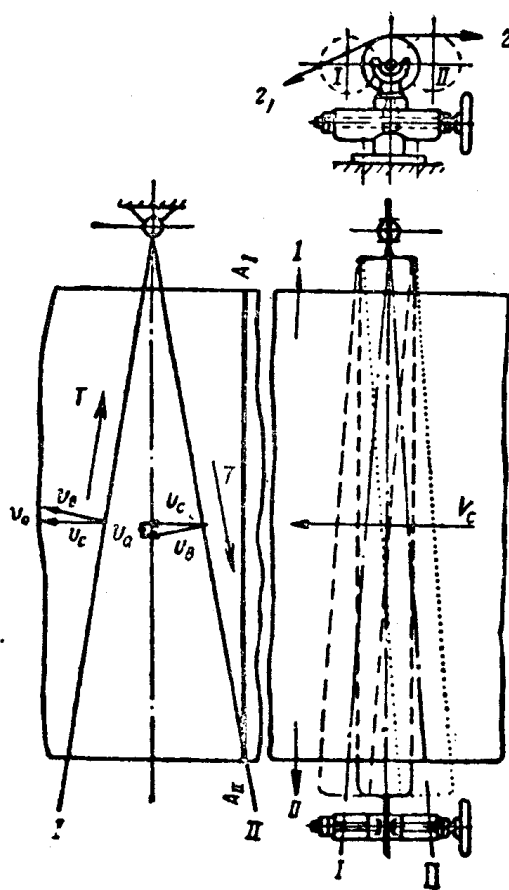


图 6—33 銅网校正裝置

算而得:

$$T = \mu R_z = \mu 2Z \sin \frac{\alpha}{2} \quad \text{公斤} \quad (6-49)$$

式中 μ ——銅网与校正輥之間的摩擦系数;
 R_z ——銅网作用于校正輥的压力, 公斤;
 Z ——銅网的张力, 公斤;

α ——銅網在校正輥上的包角。

近年來，新式造紙機已多採用自動校正裝置。和手動式裝置一樣，自動校正裝置大多數是安裝在吸水箱和伏輥之間。

圖 6—34 所示為銅網自動校正裝置的一種類型。在銅網的兩側，設有兩個擋板 1，兩個擋板由拉桿連結着。擋板的表面平行於銅網的邊緣，擋板的距離應略大於銅網寬度。擋板是裝設在直立杠杆 2 上，而直立杠杆則與角杆的一端銜接着。角杆的另一端又與連杆和叉子 3 的下端銜接在一起，而叉子 3 則與校正輥軸承的移動機構联接。校正輥的一端是支承在一個具有球面外殼的滾動軸承上，另一端的軸承則安裝在一個滑動平台上。在校正輥操作側的軸頸 5 上裝有一個小齒輪，與另一個帶有偏心軸 4 的內齒輪嚙合着。當校正輥轉動時，偏心軸即可通過連杆，使叉子 3 作

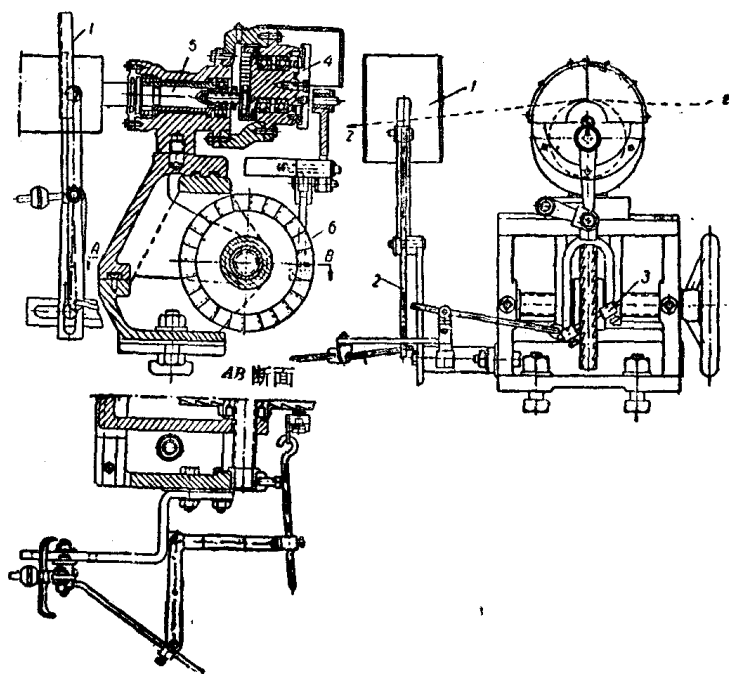


圖 6—34 銅網自動校正裝置示意圖

上下运动。叉子3的末端各装有两个刀齿，而叉子的中间则装有带螺杆的棘轮6；通过棘轮的螺杆使校正辊轴承作前后移动。

当铜网运行正常时，叉子3的刀齿离开棘轮6的轮齿。因此，当叉子作上下移动时，棘轮的位置是不会变动的。但当铜网跑偏时，其网边触及挡板1，进而通过杠杆系统，使叉子的刀齿与棘轮接触，并驱动棘轮，从而调整铜网的位置。设铜网向传动侧跑偏，推动该处的挡板，并通过杠杆系统，使叉子左边的刀齿插进棘轮的轮齿中。此时，如叉子向上移动，刀齿逼使棘轮作反时针转动；如叉子向下移动，刀齿在棘轮轮齿上滑脱，棘轮不发生转动。当棘轮转动时，即通过螺母的作用，使校正辊操作侧轴承沿固定螺杆向胸辊一端移动，使铜网向操作侧移动。反之，如铜网向操作侧跑偏，则叉子的右方刀齿在下降时插入棘轮轮齿，推动棘轮使其作顺时针回转，从而使操作侧轴承向伏辊一侧移动，铜网则向传动侧移动。

此种自动校正装置作用灵敏，结构也比较简单。但铜网边缘需要经常与挡板接触，不利于铜网的使用寿命，是其主要缺点。

图6—35所示为安装在铜网回空部传动侧的铜网自动校正装置。在铜网1传动侧的边缘上，装置一个喷水嘴2和一个受水杯3。控制高压水管的考克可以调整通过喷水嘴的水量。从喷嘴喷出的清水一部分落在受水杯上，另一部分喷在铜网边缘上。当铜网正常运行时，来自油压泵6的高压油通过喷嘴5和分油道7的中央，使油压缸8的活塞处于平衡状态。如铜网向操作侧跑偏，则从喷水嘴喷出的全部水量均落在受水杯，从而增大与受水杯连接的伸缩器4的水压。此时，伸缩器因受压力较大关系，即可通过杠杆系统压缩油压系统中喷嘴的弹簧，使喷嘴5向一侧移动，高压油即转入油压缸的下缸。活塞不能再维持其平衡状态，而发生一定的冲程，使校正辊传动侧推向伏辊的一方，铜网从而向传动侧移动。反之，如铜网向传动侧跑偏，则从喷水嘴喷出的高压水全部被铜网带走，伸缩器所受压力相应降低，而油压系统喷嘴

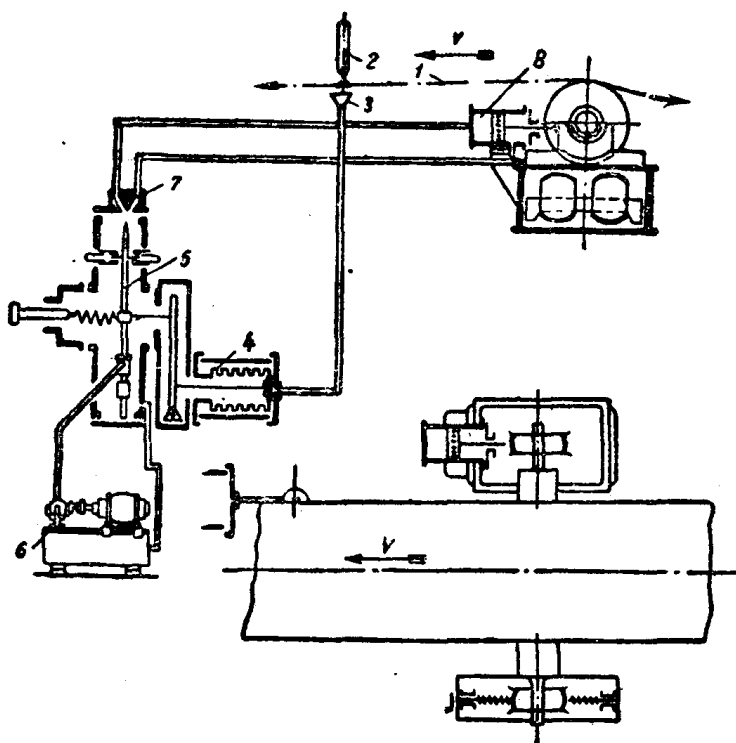


图 6—35 水力传动的铜网自动校正装置简图

弹簧受压减小，弹簧将喷嘴推向另一侧，使高压油注入油压缸的上缸中。此时，活塞即会逼使校正辊向胸辊一方移动，铜网亦随而向操作侧移动。

此种校正装置作用灵敏，且又不致损害铜网。以采用70毫米内径的油压缸为例，如油压为5公斤/厘米²，则活塞大致可产生200公斤的推力。利用油阀控制油压缸的油量，可以相应地控制校正铜网的移动速度。在一般情况下，可采用1.5厘米/秒的移动速度，使铜网从跑偏10厘米的位置恢复到正常位置。

图 6—36所示为此种液压传动的校正装置的安装位置图。采用此种校正装置时，一般应在校正辊的操作侧装设手动校正器，

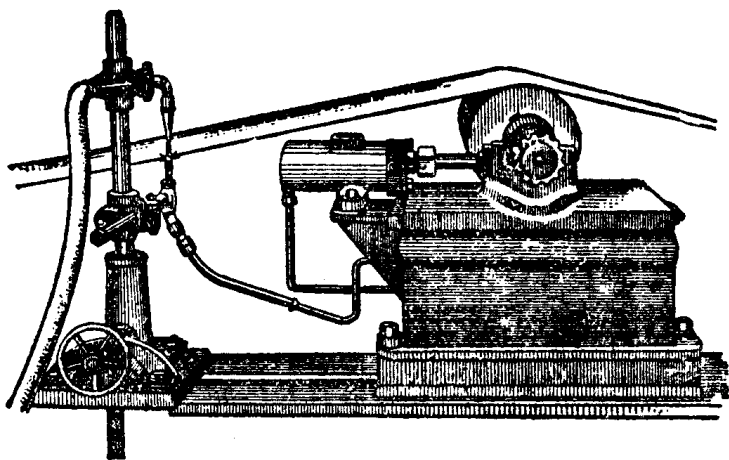


图 6—36 水力传动的铜网自动校正装置的安装位置示意图

以备万一油压系统发生故障时，改用手动操作。

近年来，又有采用光电装置的铜网自动校正装置，在实际应用上也有较好的效果。

(七) 铜网振动装置 中低速造纸机多设有铜网振动装置，使网案的前一部分发生左右移动，以改进纤维的交织情况，从而提高纸张的匀度。高速造纸机的压力流浆箱能比较更好地控制浆料流速，使与网速相适应，因此一般均无振动装置的设置。

图 6—37 所示为网案振荡的示意图。网案案架 1 的一端铰接在吸水箱前端的心轴上。心轴上最好装设推力轴承，以利案架的振荡。振动器是利用拉杆 2 与案架另一端铰接，振次可通过锥形皮带轮 3 进行调节。由图可见，网案振动部分以胸辊 4 附近的振幅最大，而在心轴 I 与 II 处振幅则为零。网案案架的振动部分是悬吊或架设在弹簧片上 (图 6—38)。

上述的振荡方式是整个网案前部发生振动的，其振次一般为 200~450 次/分，而振幅则为 2.5~10.0 毫米。另外，也有些造纸机只是胸辊部分振动，铜网随之振动，而网架则固定不动，其振

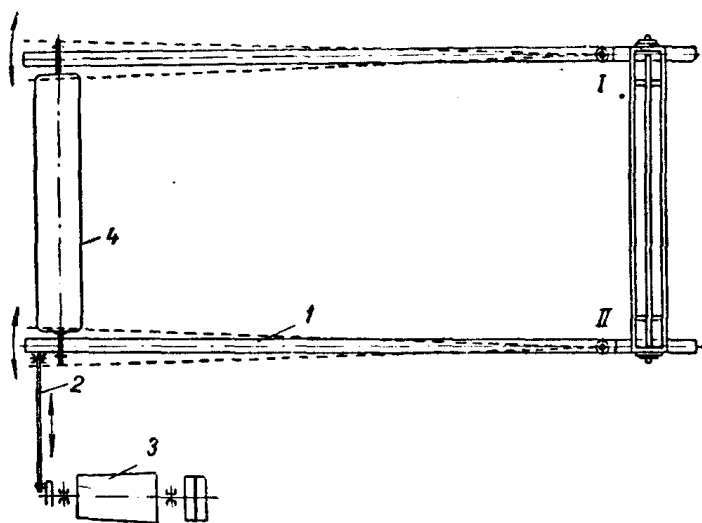


图 6—37 网案振荡示意图

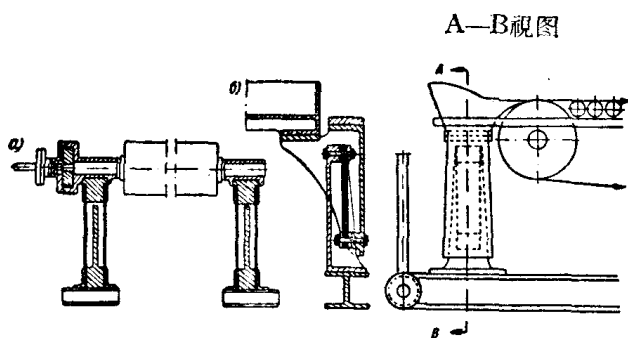


图 6—38 胸輥及网案部分与弹簧片的连接方法

a—胸輥及网案大梁架在弹簧片上；

b—胸輥及网案大梁悬在弹簧片上

次可提高至500~600次/分，甚至1000次/分，而振幅则仅为3~4毫米；此种振动方式也是胸輥部分振幅最大，逐渐减小至吸水箱前为零。

工艺操作要求：根据不同纸种的生产以及不同的工艺规程的规定，采用不同的振幅和振次。为此，对造纸机的铜网振动器必

須采取一定的措施，以便在造紙机生产紙张的过程中，根据需要随时調整网案的振次与振幅。目前使用的振动器主要有曲軸式、活动关节式、偏重式、偏心軸式等类型。

1. 曲軸式振动器 如图 6—39 所示。振蕩网架的拉杆的一端

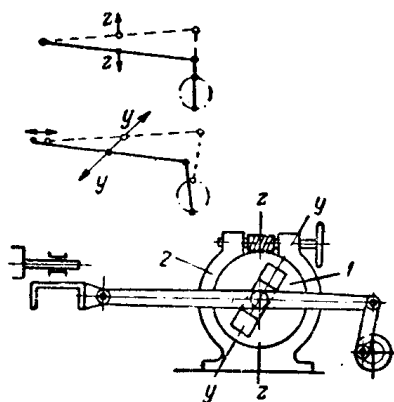


图 6—39 曲軸式振动器的构造示意图

絞接在网架上，另一端則通过連杆与偏心軸連接。在拉杆的中部有一块滑块，沿滑軌 1 运行。滑軌設于一个圓盘的中部，而圓盘則装設在外壳 2 內。利用蝸杆可以調整滑軌的方位。如滑軌的方位落在 $z-z$ 位置上，則滑块在垂直方向作上下滑动；此时网案的振幅等于零。如滑軌处于 $y-y$ 位置上，則随着 $y-y$ 綫与垂直綫的交角的增大，振幅亦获得增大。采

用此种振动器时，其最大振幅可达 15~20 毫米。当滑块与垂直綫成最大交角时，即可获得最大振幅，其数值应等于滑块的滑行导程的水平投影。

2. 活动关节式振动器

如图 6—40 所示，振动器是由四个环节組成。偏心軸 O_1 以連杆分別和两根拉杆絞接在 B 处，其中一根拉杆和网架相接于 C 点，另一根則絞接在一个弧形支架上。当拉杆固定在支架的 O_2 点上，則 O_2 、B、C 三点是在一条直綫上；此时网案的振幅等于

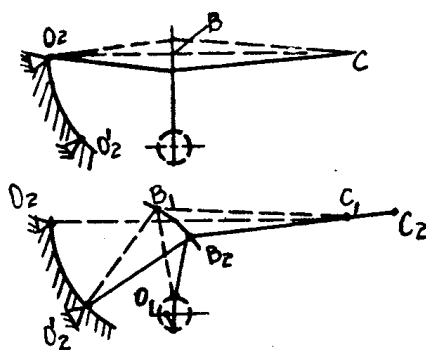


图 6—40 活动关节式振动器构造示意图

零。如由 O_2 沿着支架移动至 O_2' 处，则由于偏心轮的带动，B点将在 B_1 和 B_2 两点之间作往复运动。由于支点 O_2 可以沿弧形支架移动，然后予以固定，因此可以随时变动网架的振幅。此种振动器的振幅范围为1.5~12.5毫米，振次达150~500次/分。

3. 偏重式振动器 如图6—41所示，振动器是依靠偏重的离心力而产生振动。设偏重轮重心的偏距为 e ，振动部分的质量为 m_1 ，支承弹簧片的刚性强度为 c ，当偏重轮以 ω 的角速度回转时，则网架的振幅 a 的大小应为：

$$\text{当 } \omega < \omega_{\text{临界}} \text{ 时, } a = \frac{m_0 e \omega^2}{c - m_1 \omega^2} \quad \text{厘米} \quad (6-50)$$

$$\text{当 } \omega > \omega_{\text{临界}} \text{ 时, } a = \frac{m_0 e \omega^2}{m_1 \omega^2 - c} \quad \text{厘米} \quad (6-50a)$$

此种振动器的缺点是：振幅与振次必须是同时增加或减少；不能仅仅调整振次，而不影响振幅。

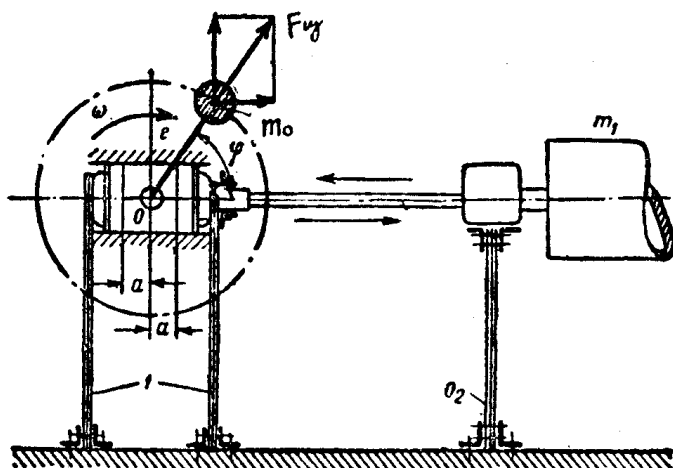


图6—41 偏重式振动器

4. 偏心轴式振动器 如图6—42所示，在回转轴上有一根和轴成一定交角的偏心轴。偏心轴以其轴套和滚柱轴承相接；轴

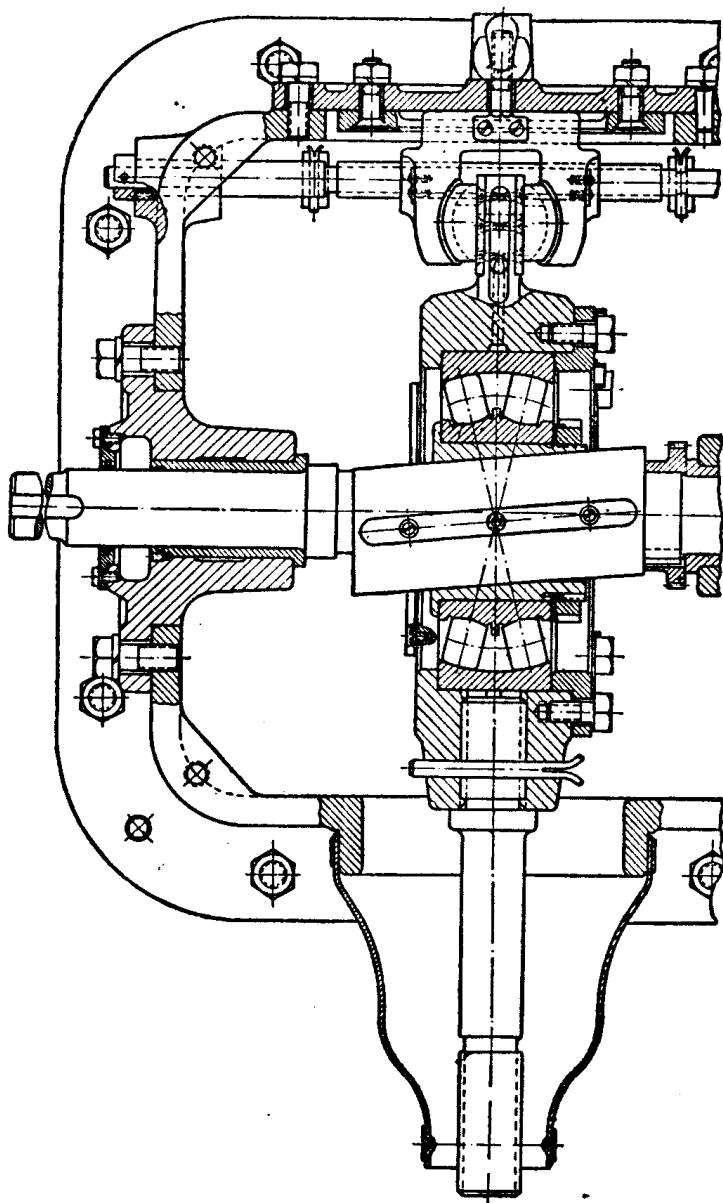


图 8-42 偏心軸式振動器

承外壳的一边又以拉杆和网案相接，另一侧则以心轴与装在螺杆上的调整球形轴承相接。调整振幅时，可利用螺杆移动球形轴承，从而使整个滚柱轴承和偏心轴套作轴向移动，改变偏心轴和轴套的偏距。转轴可用变速电动机带动，或用定速电动机通过锥形皮带轮带动，因此可以在运转过程中，随时调整网案的振幅和振数。

(八) 伏辊 伏辊是安装在网部的最末端，是网部的主动辊，牵引着铜网运行，并通过铜网而带动胸辊、案辊和所有的导网辊。湿纸幅经过伏辊后获得干度的提高以及强度的增加，并被转移到压榨部。

目前应用的伏辊有普通伏辊和真空伏辊两种。普通伏辊多见于旧型低速造纸机。近代化的中高速造纸机多已采用真空伏辊。

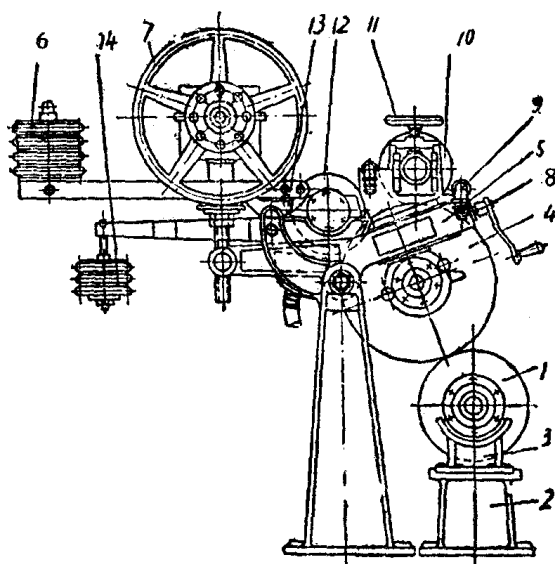


图 6—43 普通伏辊

- 1—下伏辊；2—下伏辊支座；3—可卸支座；4—上伏辊；5—上伏辊杠杆；6—重锤；7—手轮（升降上伏辊用）；8—螺杆（移动上伏辊用）；9—喷水管；10—圆刷；11—手轮（升降圆刷用）；12—刮辊；13—刮刀；14—重锤

1. 普通伏輥 又称压榨伏輥，其結構見图 6—43。普通伏輥是由上下伏輥組成。下伏輥是一个外包銅套或硬質橡胶（勃氏硬度 $12\sim 17^\circ$ ）的空心鑄鉄輥，輥径一般为 $500\sim 700$ 毫米。上伏輥为包胶（勃氏硬度 $90\sim 95^\circ$ ）的空心鑄鉄輥，或为具有毛毡套（ 15 毫米厚）的銅套空心鑄鉄輥，其直径約为 $600\sim 800$ 毫米。

普通伏輥的上下輥間的綫压力一般要求达到 $10\sim 25$ 公斤/厘米。同时，上下輥之間应有一定的偏距，其偏距的大小随浆料性質而定；一般是朝胸輥方向移动 $100\sim 250$ 毫米，形成一段較大的接触面。

为清除粘貼在毡套上的浆疙瘩，可在上伏輥上部安装一个圓刷和一个刮輥。圓刷用猪鬃制成，由毡套上伏輥带动，以剔去毡套上伏輥表面的脏物。刮輥安装在圓刷后部，刮輥为管式輥，表面包有硬橡胶（勃氏硬度 $90\sim 95^\circ$ ）。当刮輥与毡套上伏輥接触时，脏物即粘附在刮輥的表面，然后再由装在刮輥上的刮刀除去。

为使伏輥获得規定的綫压力，上伏輥必須具有加压装置。常用的加压装置有杠杆式和气动式两种。

下伏輥外径可根据下列試驗式求出：

$$D_H = kS + 200 \text{ 毫米} \quad (6-51)$$

式中 k ——比例系数；当銅网寬度小于 3000 毫米时， $k = 0.10$ ，当銅网寬度大于 3000 毫米时， $k = 0.11$ 。

上伏輥的直径一般要比下伏輥直径大 $150\sim 200$ 毫米；对寬度很大的造纸机來說，上伏輥直径比下伏輥直径只大 $50\sim 150$ 毫米。

刮輥直径可用下式求得：

$$D_M = k_1 S + 100 \text{ 毫米} \quad (6-52)$$

式中 k_1 ——比例系数，一般为 0.055 。

圓刷的直径一般为 $200\sim 250$ 毫米。

上下伏輥的长度一般应与胸輥相同，即：

$$L = S + 100 \text{ 毫米}$$

而刮輥和圓刷的長度應較上伏輥多出30~50毫米。

表6—2所列為某些造紙機上下伏輥、刮輥和圓刷的規格，可供參考。

表 6—2

普通伏輥及有关輥子的直徑

銅網寬度 (毫米)	速度 (米/分)	下 伏 輥		上 伏 輥		刮 輥		圓 刷	
		直 徑 (毫 米)							
		輥子	軸頸	輥子	軸頸	輥子	軸頸	輥子	軸頸
1600以下	150	350	90	500	80	160	35	200	35
2150以下	150	400	100	600	100	200	35	230	35
2600以下	180	450	115	600	100	250	45	230	45
3100以下	180	500	125	700	115	250	45	250	45
3550以下	250	600	140	700	125	300	55	260	45
4150以下	250	650	160	700	125	350	65	260	45
4800以下	250	700	180	800	150	400	70	300	45
5500以下	250	750	220	800	170	400	80	350	50
6300以下	250	750	240	800	170	450	90	350	50

注：表中軸頸直徑是按採用滾動軸承考慮；如採用滑動軸承，則應適當加大其直徑。

圖6—44所示為普通伏輥及有关輥子的受力情況。

由圖可見，刮輥承受的压力為：

$$P_1 = G_m \frac{a_1}{b_1} \quad (6-53)$$

式中 G_m ——刮刀本身重量，公斤；

a_1, b_1 ——刮刀重心與轉軸中心O的水平距離和垂直距離。

通常，刮刀與刮輥間的压力 P_1 形成的綫壓 $q = 0.1 \sim 0.2$ 公斤/厘米。

刮輥施于毡套上伏輥的要求压力為：

$$R_{23} = q_m L_B \quad (6-54)$$

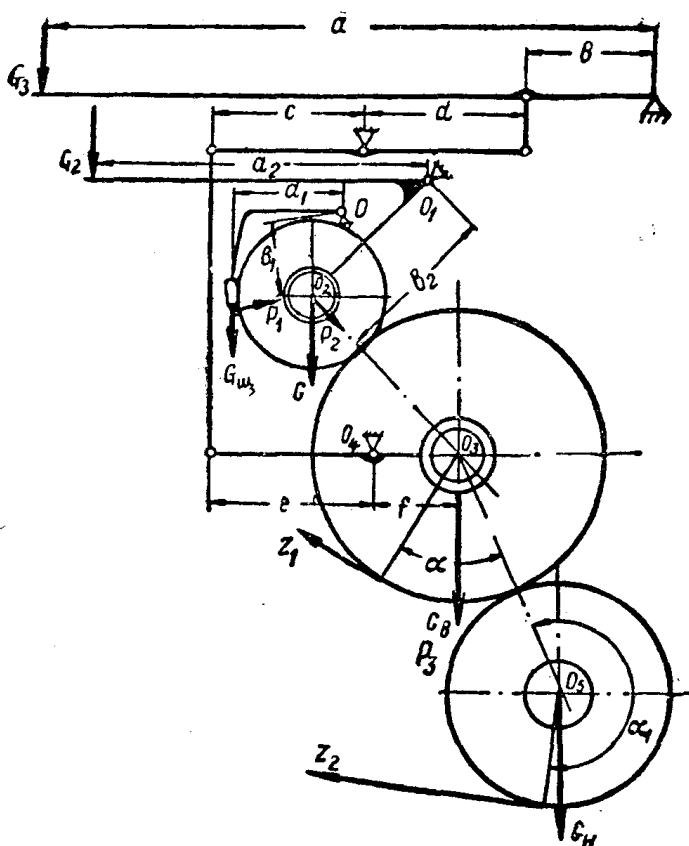


图 6—44 普通伏辊力系分布示意图

式中 q_m ——刮辊与毡套上伏辊間的綫压力，一般为2~5
公斤/厘米；

L_B ——毡套上伏辊的工作面长，厘米。

为使刮辊和毡套上伏辊間达到要求压力，可在刮辊的加压杠杆上加重錘，其重量 G_2 为：

$$G_2 = P_2 \frac{b_2}{a_2} \quad (6-55)$$

式中 P_2 ——刮辊对毡套上伏辊的附加压力，公斤；

a_2, b_2 ——各段加压杠杆的臂长。

刮辊对毡套上伏辊的附加压力 P_2 可由矢量图(图6—45a)求得。刮辊重量 G , 刮刀压力 P_1 及刮辊施于毡套上伏辊的要求压力 R_{23} 均为已知值, 故通过 R_{23} 的矢端作平行于 O_1O_2 的线, 再接着 P_1 作 P_2 的矢量线, 由两线的交叉点, 即可获得 P_2 的矢量。

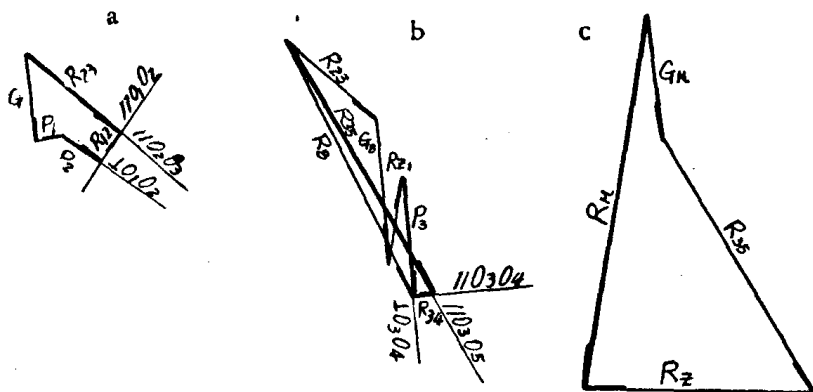


图 6—45 求合力的矢量图

毡套上伏辊与下伏辊之间的要求压力为:

$$R_{35} = q_u L_B \quad \text{公斤} \quad (6-56)$$

式中 q_u ——毡套上伏辊与下伏辊之间的线压力, 一般为 10~25 公斤/厘米。

为使毡套上伏辊和下伏辊之间能达到要求的压力, 可在毡套上伏辊加压杠杆上加重锤, 其重量 G_3 应为:

$$G_3 = P_3 \frac{Lcf}{ade} \quad \text{公斤} \quad (6-57)$$

式中 P_3 ——施于毡套上伏辊的附加压力, 公斤;

a, b, c, d, e, f ——各段加压杠杆的臂长。

施于毡套上伏辊的附加压力 P_3 可由矢量图(图6—45b)中求得。毡套上伏辊本身重量 G_3 , 刮辊施于毡套上伏辊的压力 P_2 及上下辊的要求压力 R_{35} 均为已知值。而铜网的牵引张力施于毡套

上伏輥的作用力 R_{z_1} 又为:

$$R_{z_1} = 2Z_1 \sin \frac{\alpha}{2} \text{ 公斤} \quad (6-58)$$

式中 Z_1 ——銅网紧边张力, $Z_1 = qS$ 公斤;

q ——銅网的綫拉力, 一般为2.5~5 公斤/厘米;

S ——銅网寬度, 厘米;

α ——銅网对毡套上伏輥的包角。

因此, 只要通过 R_{35} 的矢端作平行于 O_3O_4 的綫, 再接着 R_{z_1} 作 P_3 的矢量綫, 由两綫的交点即可决定 P_3 的矢量。

由图6-45c, 又可求得作用于下伏輥的合力 R_n 。下伏輥本身重量 G_n 及上下輥間的要求压力 R_{35} 均为已知值。而銅网牽引端与被牽引端的张力的合力 R_z 則为:

$$R_z = 2Z \sin \frac{\alpha_1}{2} \text{ 公斤} \quad (6-59)$$

式中 Z ——銅网的預张力, 公斤;

α_1 ——銅网对下伏輥的包角。

普通伏輥上輥的加压与升降装置在結構上基本与压榨部所用者相同, 有关結構問題将在压榨部詳述。

2. 真空伏輥 中高速造紙机所采用的真空伏輥主要有小室式(开口式及悬臂式)和蜂窝式(蜂窝式及縫隙式)两种类型。

小室式真空伏輥又分开口式及封閉式两种。开口式真空伏輥沒有軸頸, 其滾動軸承直接安装在真空伏輥圓筒部分內, 而圓筒的传动側装有齒輪, 以与驅动齒輪相銜接。由于軸承輪廓較大, 造成換网操作上的复杂化。封閉式真空伏輥针对这个缺点, 在結構上作了一些改进。同时为便利換网操作起見, 又特別在传动側軸承外的軸頸延長部分上設有專門悬称机构, 用以抬起真空伏輥的本体及其操作側軸頸, 使整个真空伏輥悬称在传动側的軸承上; 为此, 封閉式真空伏輥又称为悬臂式真空伏輥。

图6-46所示为悬臂小室式真空伏輥。回轉的空心圓筒多采

用磷青銅以离心鑄造法制成，也有用不銹鋼制的。圓筒筒壁厚度為25~40毫米，圓筒上鉗有棋盤式小孔，孔徑為7~8毫米；為增加吸水有效面積，每個鉗孔在輓筒外表面均有擴孔。擴孔直徑約為12毫米，其深度約為5毫米。鉗孔總面積約占圓筒內壁表面積的25~30%，而擴孔總面積則占圓筒外表面積的60~65%左右。圓筒內部設有固定的真空匣。真空匣以青銅鑄造，亦有用鑄鐵制的。可分為單室與雙室兩種。單室真空匣的吸水區一般為230毫米左右，雙室的則達350~450毫米。真空匣一端支承在傳動側軸頸的滑動軸承上，另一端則安置在與真空泵連接的座架上。真空伏輓操作側的軸頸制成空心的，以便套入真空匣的吸氣管。

真空匣在圓筒內的位置可以在一定的範圍內予以調整。為使真空匣有轉動其位置的可能，在操作側設有一付弧形蝸輪來進行調整。在真空匣和圓筒內壁之間用墊條來密封，墊條是用橡皮條或膠木等材料制成；為使墊條更好地和內壁接觸，目前已廣泛地採用壓縮空氣來代替彈簧推壓墊條。如圖6—456所示，墊條是安裝在一個框架上，墊條下面裝有一條橡皮軟管，利用橡皮軟管將墊條推向圓筒內壁。橡皮軟管內通入氣壓為0.3~0.5公斤/厘米²的壓縮空氣；管內的氣壓可由壓力表的指示而加以控制。為適應抄造不同幅門的紙幅的需要，縱向墊條可用螺杠調整其位置。在一般的情況下，真空匣的真空度應為：單室的0.3~0.5公斤/厘米²左右，雙室的則達到0.6~0.75公斤/厘米²。

在真空伏輓的傳動側，設有延長的軸頸，用离合器和減速器聯接，以便通過這些傳動系統使真空伏輓回轉。在傳動側軸頸的末端安設懸稱機構，以便在必要時，將真空伏輓操作側略為抬起，使整個真空伏輓懸稱在傳動側的軸承上，以利換網操作的進行。

真空伏輓的軸承多採用滑動軸承。真空匣尾部的面積決定於排出的空氣量，因此空心軸頸的直徑要相當大。如採用滾動軸承，其外殼多比輓筒的直徑還要大，在這種情況下將造成換網的

困难，这就是很少采用滚动轴承的原因。

在真空伏辊上面装有一个小压辊。小压辊可以提高纸幅的干度和紧密度，改善纸幅的质量。压辊多采用铝管或钢管制成，其表面包有勃氏硬度200°的橡胶。小压辊和真空伏辊间的线压力约为1.0~1.2公斤/厘米。

图6—47所示为蜂窝式真空伏辊的一种。在空心铸铁芯的表面上刨出或铣出吸水和吸空气的沟槽2。沟槽平行于轴心，并由中央向两端倾斜。在铸铁芯肋条1的外部有一个用磷青铜制的圆筒。圆筒装在铁芯上面，套上之后依照沟槽的部位在圆筒上钻小孔，使其与肋条构成多个“真空室”。在真空伏辊的两端有两个固定的真空匣压在端面上，真空匣以管道与真空泵相连接。当真空伏辊转动时，真空匣即顺次与横向的“真空室”相接触，进行抽真空，吸出的空气和水通过真空匣排出辊外。

这种型式的真空伏辊不能随意调整吸水面的宽度，是其缺点。近年来，又有加设调整装置，以便随时调节吸水面宽度，其结构见图6—48。

缝隙式真空伏辊基本上属于蜂窝式的范畴内，其工作原理与蜂窝式相同。如图6—49所示，空心铸铁芯上镶有很多青铜长条，其中线间距为14毫米，外圆缝隙的宽度为2毫米。其他部分的结构则与蜂窝式真空伏辊相同。

目前，蜂窝式和缝隙式真空伏辊仅限于在浆板机、纸板机和车速较低的造纸机上使用。

采用真空伏辊能促进纸幅的均匀脱水，保证纸张的质量，且又有利于提高车速，以及延长铜网的使用寿命。近代有些造纸机网宽达8.2米，而另外有些造纸机的车速达700米/分以上，不能不承认真空伏辊的作用给创造了一些必要的条件。但是真空伏辊结构较为复杂，造价高昂，而且不能适用于抄制颜色纸张、施胶量较大的纸张和填料含量较高的纸张。此外，采用小室式真空伏辊时，则由于真空匣垫条与圆筒内壁的滑动摩擦关系，使伏辊的

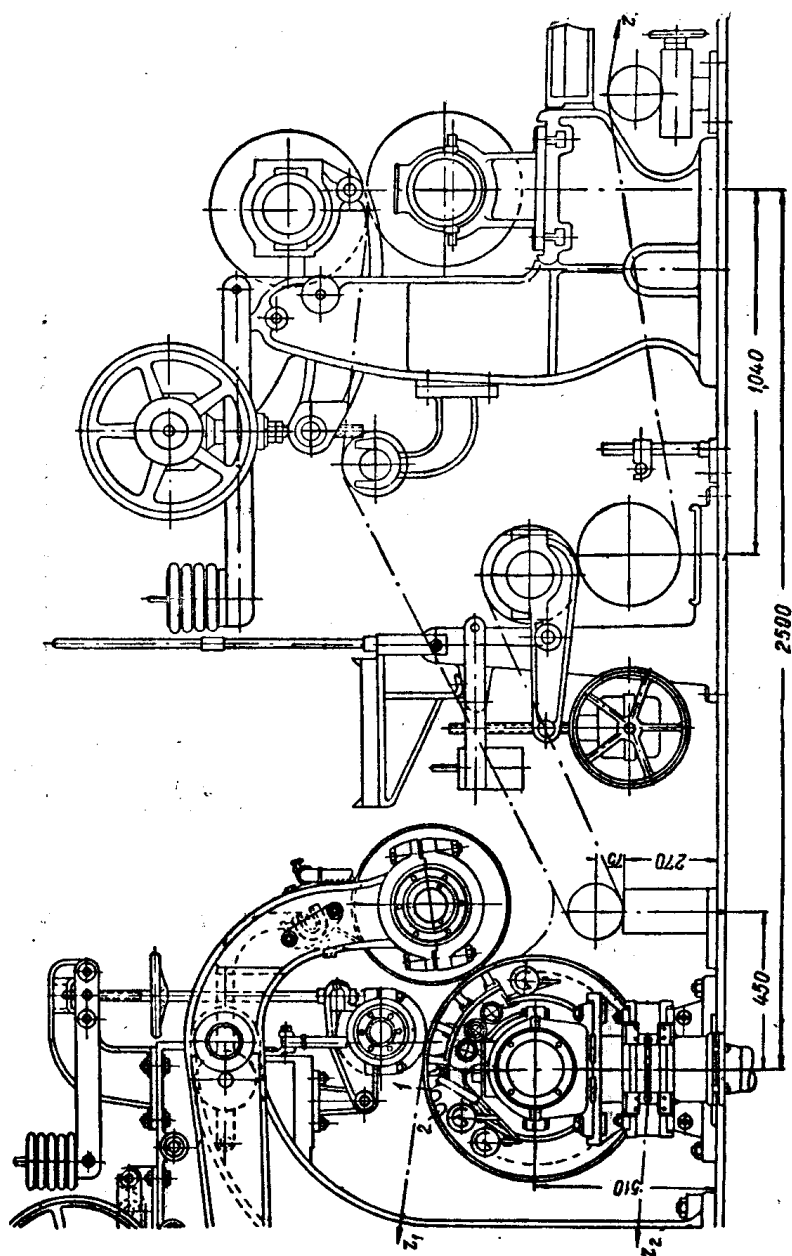


图 6—47 蜂窝式真空伏观的装置

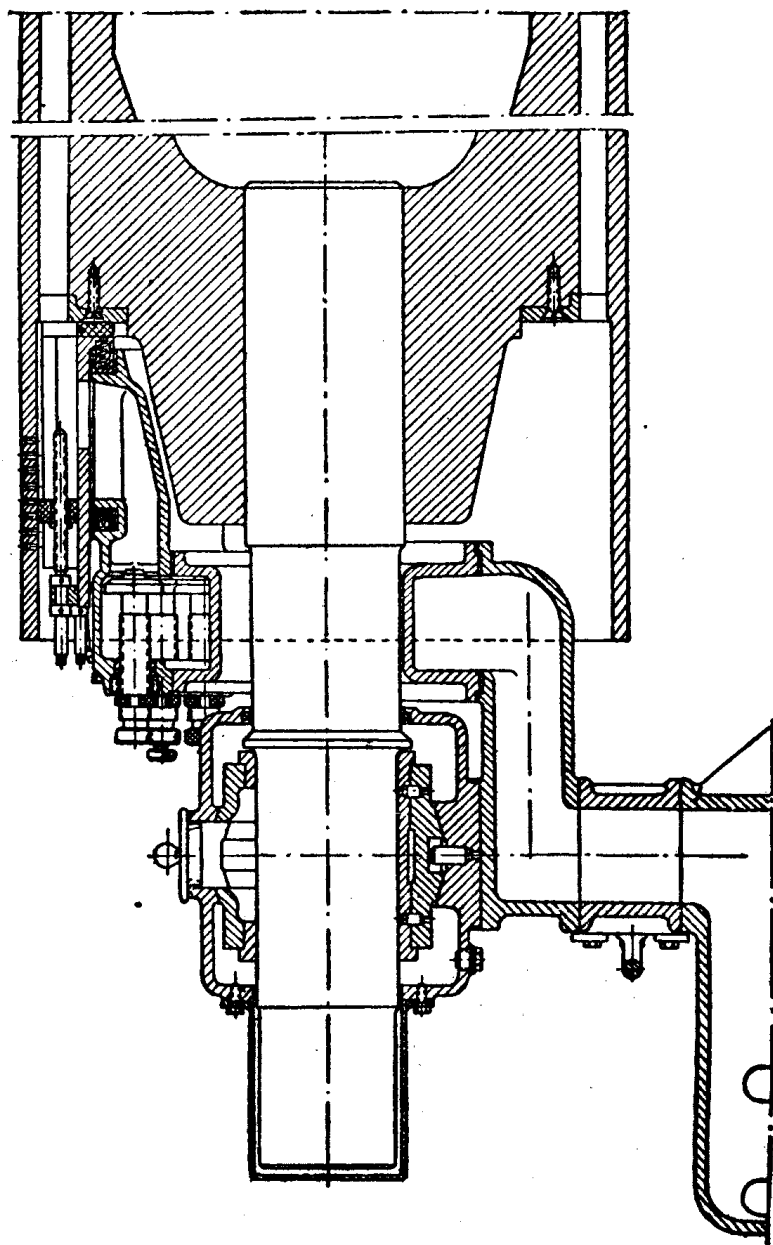


图 6—48 附有調節吸水面寬度裝置的蜂窩式真空伏呢

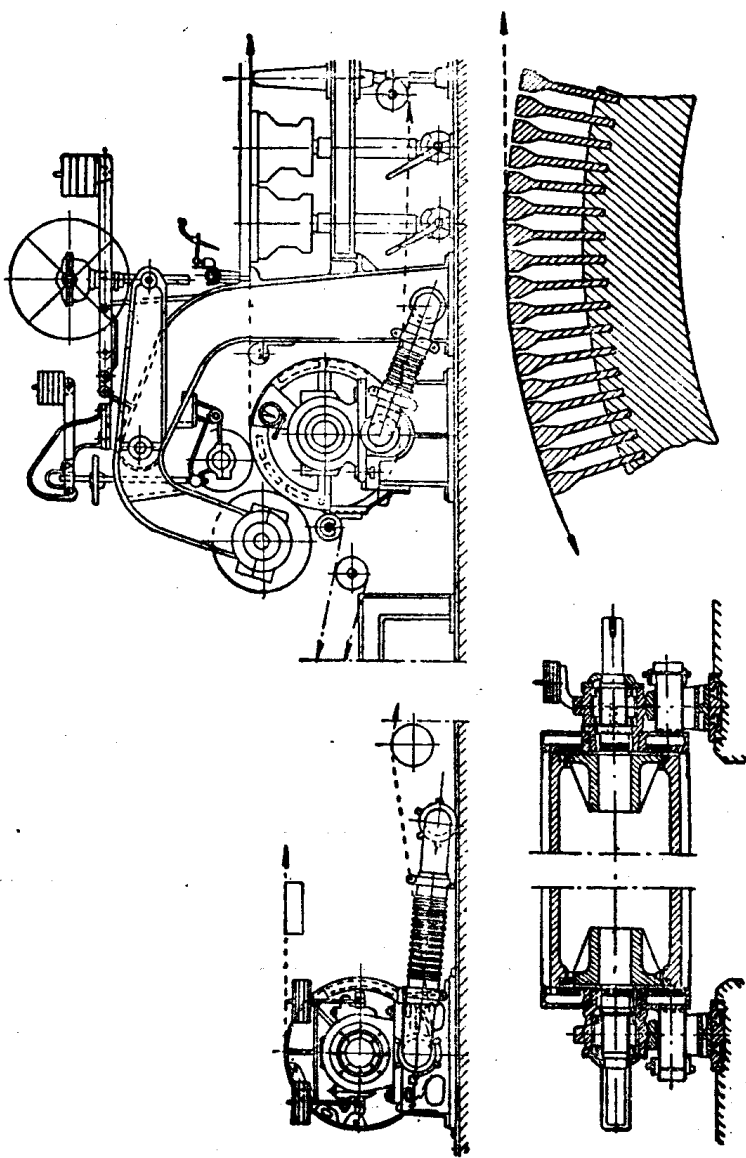


图 6—49 縫隙式真空伏輥

耗电量大为增加。而采用蜂窝式真空伏辊时，则又由于“真空室”离开真空匣后即充满空气，再次与真空匣接触时必须先行将空气抽出，这种情况显然会增加真空泵的无效负荷。

真空伏辊的直径和长度可根据下式求得：

$$D = KS + 450 \text{ 毫米} \quad (6-60)$$

$$L = S + (190 \sim 225) \text{ 毫米} \quad (6-61)$$

式中 D ——真空伏辊直径，毫米；

L ——真空伏辊长度，毫米；

S ——铜网宽度，毫米；

K ——比例系数，一般为0.07。

真空伏辊表面钻孔部分的长度一般是与铜网宽度相等，或较铜网宽度长50毫米。

表6—3所列为真空伏辊的直径、圆筒壁厚与铜网宽度的关系，可供参考。

3. 真空伏辊所承受的作用力 蜂窝式和缝隙式真空伏辊基本上是一个空心的铸造辊子，为计算方便起见，可假设全部负荷均由辊子的圆筒部分承担，并可采用一般辊子的计算方法验算其强度情况。小室式真空伏辊表面钻有多个小孔，结构较为复杂；而且在采用悬臂小室式真空伏辊时，除考虑正常工作时承受的作用力外，同时还要考虑到被悬称起来时的强度问题。为叙述方便起见，兹以悬臂小室式真空伏辊为例，试以分析其所承受的作用力。

如图6—50a所示，在正常工作的情况下，真空伏辊所承受的作用力主要有：

(1) 真空伏辊本身的重量^{*}， G 公斤。

(2) 由铜网牵引端张力形成的合力，即：

^{*} 考虑到真空匣的一端是支承在造纸机操作侧的座架上，而另一端则支承在真空伏辊传动侧轴头的轴承上，因此可以认为真空匣的一半重量是由座架承担，另一半重量则应计算在真空伏辊本身重量内。

表 6—3

真空伏辊的直径、壁厚与铜网宽度的关系

D—真空伏辊直径 δ —外套壁厚	铜 网 宽 度 (毫米)							
	2794	3810	4318	4572	5334	6096	6858	8128
D, (毫米)	558.8	558.8	—	—	—	—	—	—
δ , (毫米)	25.4	28.6	—	—	—	—	—	—
D, (毫米)	—	609.6	—	—	—	—	—	—
δ , (毫米)	—	28.6	—	—	—	—	—	—
D, (毫米)	—	635.0	635.0	—	—	—	—	—
δ , (毫米)	—	25.4	28.6	—	—	—	—	—
D, (毫米)	—	660.0	660.0	—	—	—	—	—
δ , (毫米)	—	25.4	28.6	—	—	—	—	—
D, (毫米)	—	711.2	711.2	711.2	—	—	—	—
δ , (毫米)	—	25.4	28.6	34.9	—	—	—	—
D, (毫米)	—	762.0	762.0	762.0	762.0	—	—	—
δ , (毫米)	—	25.4	28.6	28.6	31.7	—	—	—
D, (毫米)	—	—	812.8	812.8	812.8	812.8	—	—
δ , (毫米)	—	—	28.6	31.7	31.7	34.9	—	—
D, (毫米)	—	—	863.6	863.6	863.6	863.6	—	—
δ , (毫米)	—	—	28.6	31.7	31.7	34.9	—	—
D, (毫米)	—	—	—	914.4	914.4	914.4	914.4	—
δ , (毫米)	—	—	—	28.6	31.7	31.7	34.9	—
D, (毫米)	—	—	—	—	—	1016	1016	1016
δ , (毫米)	—	—	—	—	—	31.7	34.9	38.1
D, (毫米)	—	—	—	—	—	1120	1370	—

$$Q_z = 2qb \sin \frac{\alpha}{2} \text{ 公斤} \quad (6-62)$$

式中 q ——铜网的线拉力, 公斤/厘米;

b ——真空伏辊圆筒部分长度, 厘米;

α ——铜网在真空伏辊上的包角。

(3) 小压辊的压力, Q 公斤。

(4) 由真空匣抽真空所产生的真空压力*, 即:

* 对普通小室式 (开口式) 真空伏辊来说, 由于真空室对真空伏辊圆筒部分施予一定压力, 而此压力又与圆筒部分所受真空压力相等, 因此真空伏辊本身不再承受附加负荷。而蜂窝式和缝隙式真空伏辊中的蜂窝和缝隙又是与辊子成一个整体, 因此真空伏辊本身也没有附加负荷。

$$P_{\text{真空}} = p_h F \quad \text{公斤} \quad (6-63)$$

式中 p_h ——真空匣內的真空度，公斤/厘米²；

F ——真空匣的吸水面积，厘米²；等于吸水寬度（即圓筒部分弦长） a_0 和长度 b_0 的乘积。

(5) 垫条对真空伏辊圓筒部分內壁的压力 P_0^* ：

$$P_0 = p_0 F_0 \quad \text{公斤} \quad (6-64)$$

而 $F_0 = 2a(b_1 + b_2)(1 - \varphi)$ 厘米² $(6-65)$

式中 p_0 ——垫条与真空伏辊圓筒部分內壁的比压力，一般为0.3~0.5公斤/厘米²；

F_0 ——垫条和真空伏辊圓筒部分內壁的接触面积，厘米²；

a ——垫条的寬度，一般为2~4厘米；

b_1, b_2 ——縱向或橫向垫条的长度，厘米；

φ ——孔的总面积和真空伏辊圓筒部分內壁的比值，一般可取0.25~0.3。

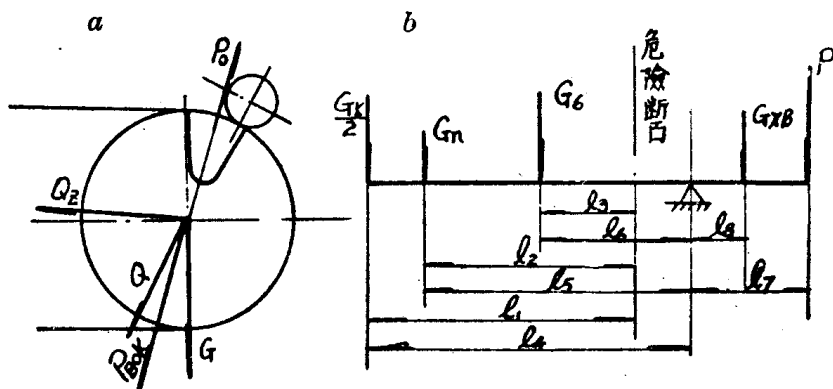


图 6—50 真空伏辊負荷图

a—正常工作时；b—悬臂式真空伏辊悬称时

* 对蜂窝式和縫隙式真空伏辊來說，沒有垫条压力 P_0 的問題存在。

为計算方便起見，如略去各个作用力对垂直綫的位移，則作用于真空伏輓的合力等于：

$$Q_0 = \sqrt{(G + Q + P_{\text{真空}} - P_0)^2 + Q_z^2} \quad \text{公斤} \quad (6-66)$$

一般可以認為，正常工作时危險断面是位于真空伏輓的中央。設在真空伏輓全长 b 上的負荷是均匀分布的，則最大弯曲力矩应为：

$$M = Q_0 \left(\frac{l}{4} - \frac{b}{8} \right) \quad \text{公斤} \cdot \text{厘米} \quad (6-67)$$

真空伏輓的扭轉力矩要比其弯曲力矩小得多，可以略去不計。

帶孔圓筒的慣性力矩为：

$$I = I_{\text{圓筒}} - I_{\text{孔}} \quad \text{厘米}^4 \quad (6-68)$$

而 $I_{\text{圓筒}} = 0.05 (D^4 - d^4) \quad \text{厘米}^4$

$$I_{\text{孔}} = \frac{F_0 \rho^2}{2} \quad \text{厘米}^4 \quad (6-69)$$

$$F_0 = d_0 \delta_n \text{厘米}^2; \quad \rho = \frac{D + d}{4} \quad \text{厘米}$$

式中 $I_{\text{圓筒}}$ ——圓筒部分（按未鉗孔考慮）的慣性力矩，厘米⁴；

$I_{\text{孔}}$ ——圓筒部分表面鉗孔总面积的慣性力矩，厘米⁴；

D ——圓筒外径，厘米；

d ——圓筒內径，厘米；

F_0 ——径向截面中鉗孔的面积，厘米²；

d_0 ——鉗孔孔径，厘米；

δ ——圓筒筒壁厚度，厘米；

n ——径向截面中的孔数；

ρ ——鉗孔位置的平均半径，厘米。

而其抗弯矩則为：

$$W = \frac{2I}{D} \quad \text{厘米}^3$$

可采用下列公式計算真空伏軛圓筒部分的慣性力矩和抗彎矩的近似值:

$$I = I_{\text{圓筒}} \cdot \frac{\pi D - nd_0}{\pi D} \quad (6-70)$$

$$W = W_{\text{圓筒}} \cdot \frac{\pi D - nd_0}{\pi D} \quad (6-71)$$

在某些真空伏軛的結構中，其薄弱断面不在径向断面，而是在一个破折断面，如图 6—51 所示 at cd。

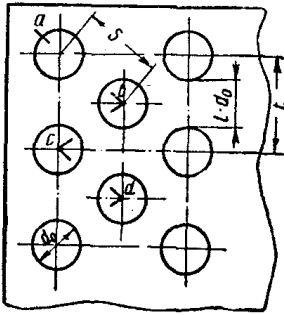


图 6—51 真空伏軛的径向截面和破折截面

設
式中 $2(S - d_0) < t - d_0$
S——破折断面中两孔間斜对角綫的中心距离，厘米；
t——径向截面中两孔間的中心距离，厘米；
 d_0 ——孔径，厘米。

則破折截面的削弱系数K等于:

$$K = \frac{2(S - d_0)}{t - d_0} \quad (6-72)$$

因此，破折截面的抗彎矩为:

$$W_x = KW$$

而破折截面中的应力为:

$$\sigma = \frac{M}{W_x} \quad \text{公斤/厘米}^2 \quad (6-73)$$

一般認為，以青銅制成的真空伏軛的容許应力不应超过 200 ~ 300 公斤/厘米²。

当真空伏辊处于悬称状态下(图6—50b)，而且 $K > 1$ 时，則危险截面是在最末端一排钻孔上；如 $K < 1$ ，則危险截面是在最末端两排钻孔的破折截面上。其危险截面的弯曲力矩为：

$$M_1 = -\frac{G_k}{2}l_1 + G_r l_2 + G_o l_3 \text{ 公斤} \cdot \text{厘米} \quad (6-74)$$

式中 G_k ——真空匣的重量*，公斤；

G_r ——轴承的重量，公斤；

G_o ——真空伏辊圆筒部分的重量，公斤；

l_1, l_2, l_3 ——从真空匣操作侧的支承，以及从轴承和真空伏辊重心到危险截面的各段距离，厘米。

悬称时，真空伏辊是处于静止状态，因此其承受的应力为：

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W}$$

通常， σ_1 可考虑采用500~600公斤/厘米²。

此时，传动轴轴颈所承受的悬称力 P 为：

$$\frac{G_k}{2}l_4 + G_r l_5 + G_o l_6 = P l_7 + G_{xb} l_8$$

$$\text{即} \quad P = \frac{\frac{G_k}{2}l_4 + G_r l_5 + G_o l_6 - G_{xb} l_8}{l_7} \quad (6-75)$$

式中 G_{xb} ——传动侧尾部重量，公斤；

l_4, l_5, l_6, l_7, l_8 ——各作用力至传动轴侧轴承的距离，厘米。

同时，当真空伏辊被悬称着时，传动侧轴承所受的总负荷是伏辊本身重量与悬称力的总和。在结构上，真空伏辊尾部的长度一般均在1500毫米以下，因此对较大宽度的造纸机来说，悬称力常常是真空伏辊本身重量的1~2倍以上。为此，在考虑轴承和基础负荷，或楼板负荷时，必须加以注意。

另外，悬臂式真空伏辊传动侧的轴颈是用螺栓固定在圆筒部

* 悬称时，真空匣已离开座架，因此必须考虑其重量的作用力。

分上，因此在計算螺栓強度時，必須同時考慮正常工作和懸稱時的受力情況。

當造紙機在運轉中，真空伏輥傳動側軸頸通過螺栓承擔着傳遞網部所需的全部動力。為使螺栓只受拉力作用，而不受剪力作用，必須設法使軸頸和圓筒部分的摩擦力矩 $M_{\tau p}$ ，超過真空伏輥的扭轉力矩 M_{kp} ，即：

$$M_{\tau p} > M_{kp}$$

而
$$M_{kp} = 97450 \frac{N}{n} \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

式中 N ——造紙機網部所需的全部動力，千瓦；

n ——真空伏輥的轉速，轉/分。

為保證軸頸和圓筒部分在接合處不致產生滑移，又必須採用安全係數 $\varphi_1 = 1.2 \sim 1.5$ ，則：

$$M_{\tau p} = \varphi_1 M_{kp}$$

在接合面上，由於螺栓的壓力而產生的摩擦力矩為：

$$M_{\tau p} = \mu Q \frac{D_0}{2}$$

式中 μ ——摩擦係數，採用 0.1；

Q ——螺栓對接合面所加的總壓力，公斤；

D_0 ——平均摩擦直徑，厘米；計算時可採用螺栓位置的直徑。

設接合面上的總壓力由全部安裝螺栓的一半來負擔，則由於拉緊接合面而使每個螺栓負有預拉力 Q_1 ：

$$Q_1 = \frac{2Q}{m} = \frac{4\varphi_1 M_{kp}}{\mu D_0 m} \quad \text{公斤} \quad (6-76)$$

式中 m ——安裝螺栓數量。

當真空伏輥被懸稱時，真空匣、軸承和圓筒的重量對於接合面所產生的力矩 M_i 為：

$$M_i = G_i l_i$$

式中 G_i ——位于接合面操作侧一边的各部件的重量，公斤；

l_i ——各部件重心到接合面的相应距离，厘米；

此时，接合处的螺栓由于克服力矩 M_i 而产生反力矩 M_2 ，从而引起螺栓的平均附加应力 Q_2 ：

$$M_2 = Q_2 m D_0; \quad Q_2 = \frac{M_2}{m D_0} = \frac{M_i}{m D_0} \quad (6-77)$$

由于各个螺栓位置上下不同，因此所产生拉力就大小不一。为了采用最大负荷，所取每个螺栓的负荷应较平均负荷大三分之一，即：

$$Q_2' = \frac{4}{3} Q_2 = \frac{4 M_i}{3 m D_0} \quad \text{公斤} \quad (6-78)$$

因此，每个螺栓的总负荷为：

$$Q_0 = Q_1 + Q_2' \quad \text{公斤}$$

其拉应力则为：

$$[\sigma] = \frac{4 Q_0}{\pi d_{cp}^2} \quad \text{公斤/厘米}^2 \quad (6-79)$$

式中 d_{cp} ——螺栓的平均直径，厘米。

考虑到圆筒部分的壁厚较小，因此多选用M16的螺栓（2520毫米宽度的造纸机）和M20或M24的螺栓（4200毫米以上宽度的造纸机）。在使用铬镍螺栓时，应按 1000~1200 公斤/厘米² 的容许应力考虑。

（九）换网装置 更换铜网是一项费时费事的工作，所耗劳动力又多；为此，现代化造纸机都备有换网装置。目前常用的换网装置有推进式和平移式两种类型。

1. 推进式换网装置 如图 6—52 及图 6—53 所示。在网案前端案辊部分的轨道上安置两根或四根可移动的横梁 1。在横梁的内部装有工字梁 2，工字梁上装有齿条 14。横梁的外侧具有一个安装在造纸机操作侧地面轨道上的支脚。在换网时，摇动手轮

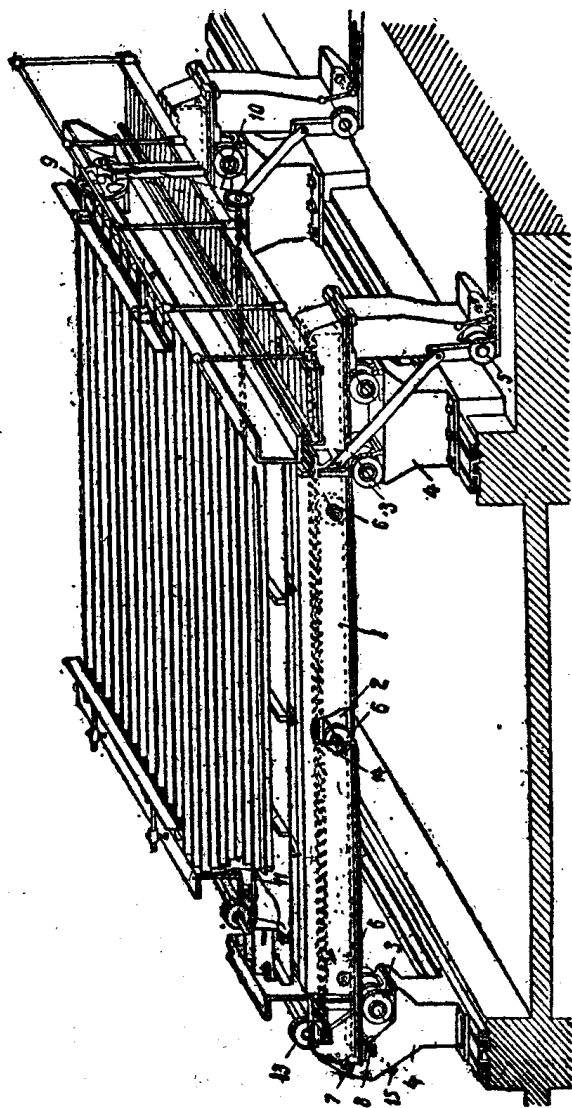


图 6—52 工作时网案的状态

1—横梁；2—工字梁；3、5、6—滚轮；4—支架；7—折合螺栓；8—销钉；9—手轮；10—键传动；
11—轴；12—蜗轮传动；13—平齿轮；14—齿条；15—把手

9，利用鏈條10驅動轉軸11和蝸輪傳動12，使裝在蝸輪軸末端的平齒輪13也隨着轉動。由於齒輪13與齒條14是嚙合的，因此便可將整個網案前端沿工字梁移動。

為減少移動網案時的阻力，在支架4上安裝滾輪3；在橫梁的內側又有滾輪6，支承在工字梁的下邊。

換網時，首先鬆開折合螺栓，使橫梁和支架分開，然後搖動手輪9，使網案前端案架沿着工字梁移動。在移開網案前端之後，即搖動把手15使銷釘8脫離釘槽，將工字梁和支架分開，並將橫梁固定在造紙機操作側地面的軌道上再搖動手輪9，此次的搖動方向應與移開網案前端時的方向相反，將工字梁拉入橫梁之內，空出網案前端案輓部分，以利換網。換上新網後，按上述步驟的相反次序，將工字梁、橫梁和網案前端順序移回原有位置。最後用銷釘或螺栓把橫梁和網案案架緊固在支架4上，即可進行空運轉，再進入正式生產。採用此種裝置時，一般

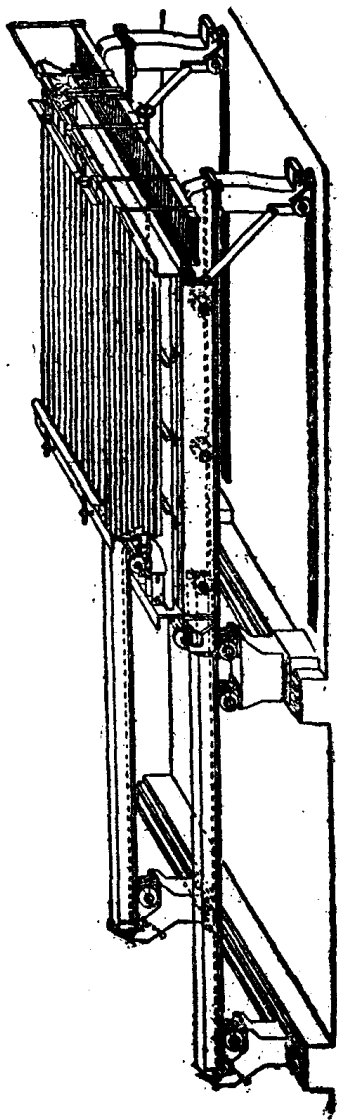


圖 6—53 移動後網案的狀態

只需四小时左右即可全部完成換網操作。

2. 平移式換網裝置 如图 6—54 所示。在換網時，首先將網外的銅網輥卸下，並將胸輥放置在網案的掛鉤上。將網案大梁靠伏輥一端下降，使大梁的齒條和平齒輪嚙合，利用齒輪和齒條使網案向伏輥方向移動（图 6—54a），以讓出胸輥和流漿箱之間的空隙。再將銅網套在兩個特制的小車上（图 6—54b），使用兩根輥筒，其一端套在大梁上；另一端架在千斤頂上而將大梁抬起，並拆除操作側的全部支架。然後將真空伏輥懸稱起來，再將承托銅網的木棍裝在銅網的下面，利用絞車把銅網移入網部。最後將支架放在大梁的下面，安好輥子並恢復網案的位置。這樣換網的工作便告完成。換網時間只要 1~1.5 小時。

（十）網部的檢修 各種不同結構造紙機在生产不同紙種時，每晝夜的生产時間為 22~23 小時。停車時間主要用于換網、換毛布、洗刷銅網、毛布或小檢修；按平均計算，每月的停車時間約合 30~60 小時。通常，每月停機進行計劃預修 2~3 次，預修工作盡量爭取與換網時間結合起來，每次約為 6~8 小時。此外，每月又需換毛布 2~3 次，每次約 3~4 小時；在換毛布時，應利用此段時間進行檢修。

計劃預修的目的是為了及時檢查設備，更換磨損了的零件、部件，及採取必要措施防止零件的磨損，以保證造紙機的正常運轉。為此，計劃預修必須與經常檢查和定期預先檢查相結合，以便及時做好准备工作，配合造紙機停車換網時進行檢修。

除計劃預修外，每 5~10 年內又應進行一次大檢修，大檢修所需時間約為 15~30 天，通常是與造紙機的局部改造結合進行。

網部的檢修工作主要包括：

1. 檢查並在必要時更換軸承。兩次檢查之間所隔的期限為 6~12 個月。現代造紙機上安裝的滾動軸承的工作壽命，多半決定於其潤滑情況。軸承裝備有適當的密封物，以防滑油流出和水進入，最好在 6~12 個月之內定期更換潤滑油一次；

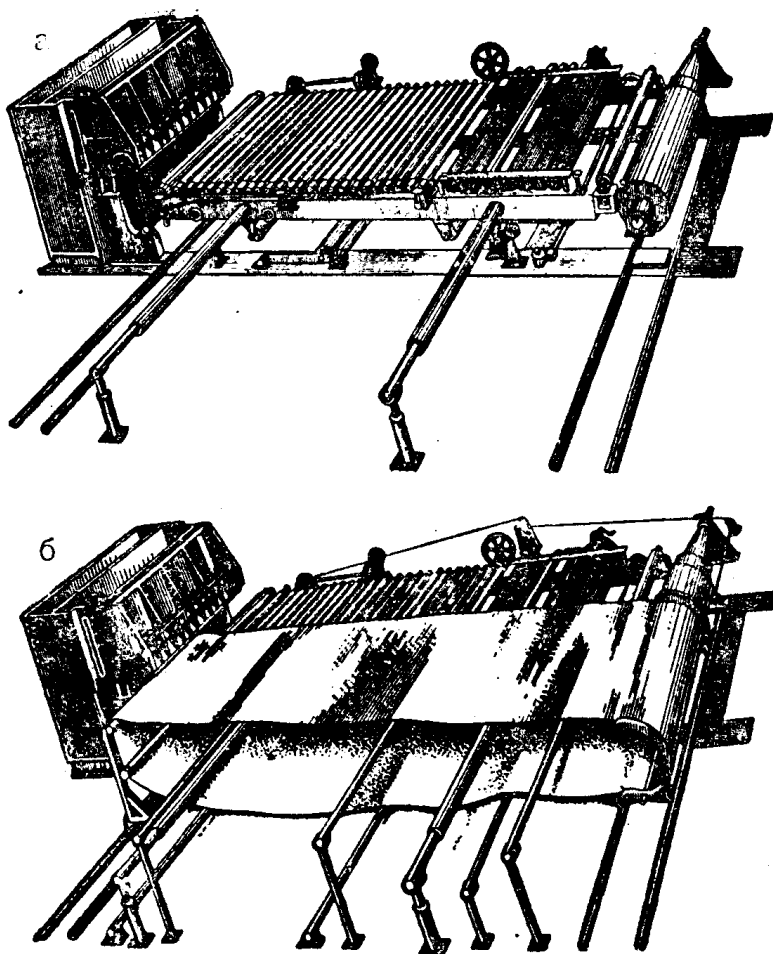


图 6—54 平移式换网装置

a—在穿网以前的穿网装置；6—穿装铜网时的穿网装置

2. 真空箱盖的刨平，一般的木盖每换网一次刨一次；胶木板盖和装在端头的涂石蜡木盖刨得较少（1~1.5个月刨一次）。机宽较大的造纸机，有时备有专门供刨盖用的移动铣床；

3. 真空伏辊的检查，通常为每年一次。检查时，拿出真空匣，修理或更换垫条；检查真空伏辊和吸水室尾部的轴承、横垫

的縱移裝置；檢查充氣軟管和噴水管等。這項長達12~16小時的繁重工作，一般要在停機1~2天的時間中來進行；

4.振動器、銅網自動較正器、張緊器、網案移動器和壓力流漿箱出漿縫口調整器的檢查和修理。根據造紙機的結構和工作條件的不同，這些部件的檢修每6~12個月進行一次；

5.胸輥刮刀和導網輥的調配，一般每3~6個月進行一次；

6.網部各輥平行度的檢查（6個月中最少一次）。以下伏輥的軸綫作為基準綫。

為保證造紙機的正常生產，以及更好地組織檢修工作，每台造紙機必須具有足夠數量的備用零件和補充部件（例如案輥、銅網輥等）。備用零件和補充部件的儲備數量應根據各台造紙機的結構特點、磨損程度以及本廠機修車間的具体情况等進行考慮。

一般認為每台造紙機網部應有下列主要備用零件和補充部件：

帶外殼和帶軸承的案輥	2~4
帶外殼和軸承的銅網輥	1~2
帶外殼和帶軸承的胸輥	1
水印輥	1
帶軸頸的真空伏輥	1
真空伏輥的小壓輥	1
每種規格的滾動軸承不少於	2
每安裝10個案輥軸承時，應備有備用軸承	2
真空匣的縱橫墊條	1 套
氣墊軟管	1 套
吸水箱	1
吸水箱蓋	1
刮刀刀刃	1~2

具有兩台同樣的造紙機時，備品量比一台時只要增加50~60%。

除上述主要备品外，还应根据造纸机的结构，储备下列各项装置的备品：

振动器的零件（包括弹簧、拉杆、偏心轴轴环）；铜网校正器和铜网张紧器的零件（包括螺杆、垫圈、棘轮、弹簧等）；压力流浆箱的零件（翻浆辊、螺杆和螺母等）；网部各处采用的喷水嘴等。

第四节 压榨部

压榨部是由压榨辊、毛布辊、导纸辊和毛布组成。压榨的目的是利用机械方法使纸幅的水分进一步被挤出。根据压榨装置的作用和工作方法，压榨装置可以分为预压榨、普通正压榨、真空压榨、反压榨等。设在邻近烘缸部的光泽辊与前面两个正压榨和一个反压榨结合着，以进一步提高纸张的光泽度和紧密度。

预压榨主要用于多圆网纸板机。一般长网造纸机均具有正压榨（或真空压榨）和反压榨；抄制薄型纸张的长网造纸机则没有反压榨。圆网造纸机则一般只配备正压榨。

一、预压榨的组成

纸板机一般均设有 3 ~ 5 对预压榨辊（图 6—55），每对预压榨辊由一个上压榨辊和一个下压榨辊组成。上压榨辊多采用铸铁空心辊，并附有提升和加压机构。下压榨辊则为外包橡胶的铸铁辊。有些纸板机则采用包胶下辊和网状上辊。预压榨辊在结构上与普通压榨近似，但其直径一般较小，而且上下辊之间的偏心距很小，甚至没有偏心距。此外，预压榨一般采用较低的线压力（约为 25 公斤/厘米以下）。

二、普通压榨的组成

普通压榨（又称正压榨）是由上压榨辊和下压榨辊组成。长网造纸机通常具有两对普通压榨，或两道真空压榨，或一道真空

压榨与一道普通压榨相配合（如图6—56所示）。单圆网单烘缸造纸机和圆网双烘缸造纸机则只有一道普通压榨；长网单烘缸造纸机也只有一道普通压榨。而纸板机和浆板机则多具有3~5道普通压榨（也有采用部分真空压榨）。

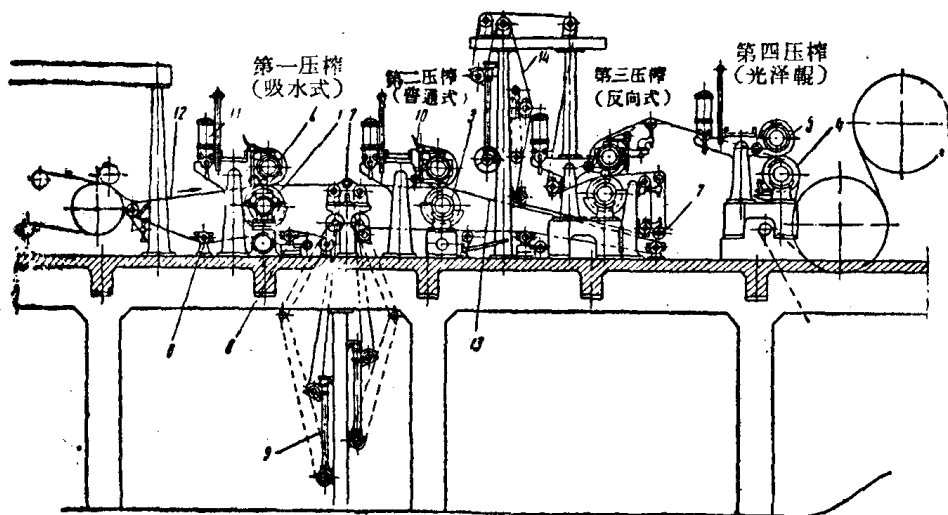


图6—56 长网造纸机压榨部

- 1—真空压榨辊；2—上压榨辊；3—下压榨辊；4—光泽辊的下辊；
5—光泽辊的上辊；6—毛布辊；7—导纸辊；8—毛布校正机构；
9—毛布张紧装置；10—上辊刮刀；11—上辊的气动加压和提升机构；
12—第一压榨毛布；13—第二压榨毛布；14—第三压榨毛布

上压榨辊一般为花岗岩制成，也有采用空心铸铁辊外包硬质石英胶。下压榨辊为包胶空心铸铁辊，橡胶硬度视工艺操作要求而定。上辊附有提升与加压装置，其结构型式与普通伏辊的上辊所采用的相同。下辊为主动辊，带动上辊的转动以及毛布的运行，并进而通过毛布带动各个毛布辊。上下压榨辊之间具有一定的偏心距，其偏心距大小根据工艺操作要求而定。一般造纸机上下压榨辊的偏心距为50~60毫米，而纸板机和浆板机上下压榨辊的偏

心距則为100~150毫米，都是向网部偏移。

为便利換毛布的操作起見，下压榨輥的軸承下部有一块月形垫装在机架上。更換毛布时，只要将下輥略为提高，取出月形垫，将毛布从軸承和机架的空隙間卸下或套入即可。

三、真空压榨的組成

和普通压榨一样，真空压榨也是由上下压榨輥組成；上下輥間的偏心距約为50~60毫米，向干燥部偏移。間或也有利用真空压榨作为反压榨的，其偏心是向网部偏移。

上压榨輥的結構与普通压榨的上压榨輥完全一样。下輥为真空压榨輥，其結構基本上和网部真空伏輥相同。真空压榨輥表面的孔径为4~4.5毫米，沒有埋头扩孔；鉆孔的有效断面約占輥子表面积的15~25%。真空匣的寬度一般不超过110~130毫米，其安装位置可以是与軸綫平行或稍向干燥部偏移。真空压榨輥的操作真空度，一般为0.6~0.7公斤/厘米²。

真空压榨輥是包胶輥。胶套上的鉆孔可采用下述方法之一获得。第一种方法是在包胶硫化后，按金属輥上鉆孔的位置，利用多軸鉆床在胶套上鉆孔。第二种方法是在包胶后，从金属輥里面往各个小孔中插入銷釘，将未硫化的胶皮刺穿，并将銷釘保留在孔內；硫化后，拔出銷釘，即可获得平滑的小孔。

使用真空压榨輥既可保証紙幅全面幅度的干度比較均匀，且又能提高其干度1~2%（与普通压榨比較）；另外，毛布也不易污脏，保証滤水性能和延长毛布的使用寿命。

四、反压榨的組成

反压榨也是由上下压榨輥組成，其結構和普通压榨相同，但上輥是向干燥部偏移。反压榨的領紙方式主要有两种。第一种方式是从下向上領紙（图6—56）。第二种方式是从上往下領紙（图6—57），即利用紙条随着毛布繞过毛布輥时，受离心力的

作用与毛布分离，然后自动落在下一道压榨的毛布上。

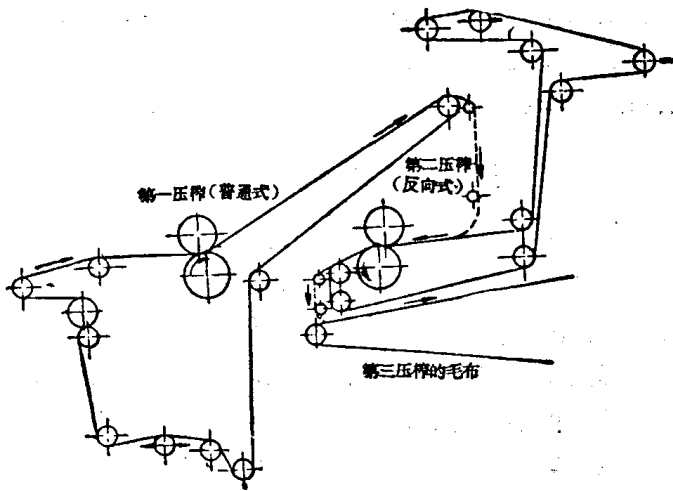


图 6—57 从上往下领纸的反压榨

五、光泽辊的組成

光泽辊是由包胶上辊（勃氏硬度 $60 \sim 65^\circ$ ）和青铜复面下辊組成。上下辊垂直安装，沒有偏心距。領紙时，可以将紙条直接引入上下辊之間。

也有些光泽辊是由青铜复面上辊和包胶下辊組成，其回轉方向与前者相反。为此，領紙时，必須将紙条引至上辊頂部，繞过上辊后从两辊之間引出。

由于光泽辊的作用是提高紙幅的光泽度和紧密度，因此沒有設置毛布，同时为操作方便起見，一般是安装在干燥部第一个烘缸的前面。在車速較高的造紙机上，为保証生产安全，可采用压缩空气或引紙繩进行領紙。

六、毛布张紧机构

压榨毛布是在潤湿情况下进行工作的，因此其伸长率是比較大的，一般达到 $8 \sim 17\%$ ，而在开始工作半小时内伸长率即达 $5 \sim$

11%。为保証毛布經常保持 $1 \sim 2$ 公斤/厘米左右的綫拉力，需要設置調整量較小的张紧机构，同时还要加大毛布与张紧 軛 的包角，使其达到 $160 \sim 180^\circ$ 。

在寬度較小、車速較低的造紙机上，多采用手动螺杆式张紧装置，也有采用实心軛或重錘自动张紧裝置的。現代化高速造紙机則趋向于采用电力传动的螺杆式张紧裝置。

图 6—58 所示为手动螺杆式张紧裝置。轉动手輪，即可通过

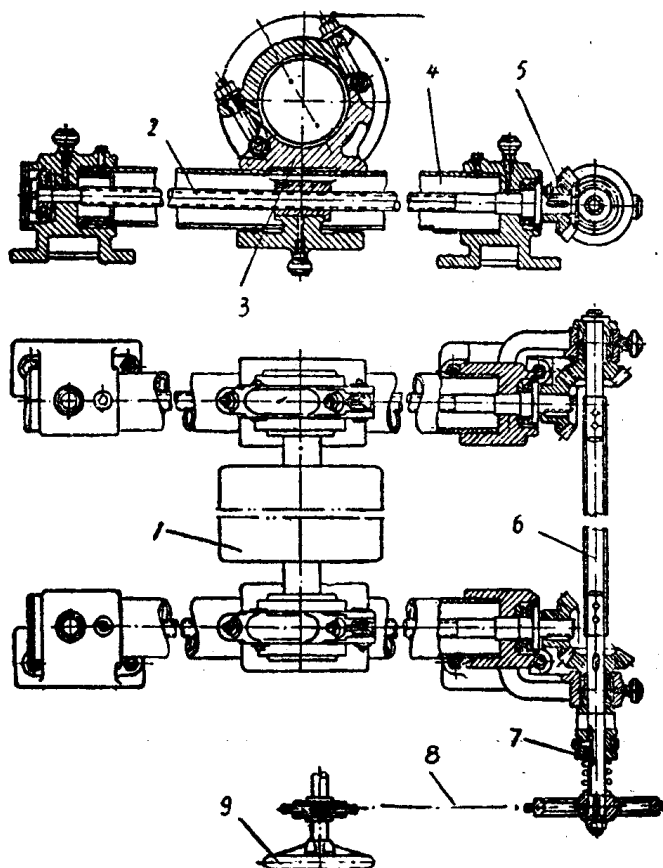


图 6—58 手动螺杆式毛布张紧裝置

1—张紧軛；2—张紧螺杆；3—带螺母的軸承壳；4—导管；5—錐形齒輪；6—橫軸；7—爪形离合器；8—鏈条传动；9—手輪

鏈條和橫軸驅動傘形齒輪。帶動操作側兩根具有彼此反向的螺紋的螺桿，从而使張緊輥的兩個帶螺母的軸承沿螺桿作前後移動，以張緊或松弛毛布。

為保證張緊後的毛布在運行中不發生皺折，在張緊輥的前面應裝置一個伸張輥。伸張輥為管式輥，其表面繞有由10~12毫米厚的銅條，由輥子中央向兩旁伸展，形成螺旋狀，螺距（200~350毫米）由中央向兩端逐漸增加（圖6—59）。

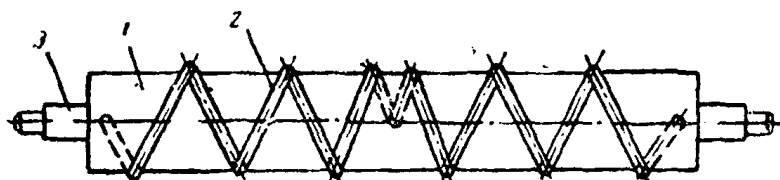


圖 6—59 伸張輥

1—管筒；2—螺旋；3—軸頸

七、壓 榨 輥

如前所述，上壓榨輥為花崗石輥，而下壓榨輥為空心鑄造輥，外包橡膠。圓網單烘缸造紙機的上壓榨輥為空心鑄鐵輥。

壓榨輥的規格可根據綫壓力的要求以及銅網的寬度 S ，以表6—4所列公式求得，並應在其相對撓度的範圍內，核算輥子的強度和剛度。

表 6—4

壓榨輥規格的計算公式

壓 榨 輥 規 格 (毫米)	綫 壓 力 (公斤/厘米)		
	<50	50	80
上 輥 直 徑 D_B	$D_B = 0.09S + 300$	$D_B = 0.09S + 350$	$D_B = 0.110S + 300$
下 輥 直 徑 D_H	$D_H = 0.115S + 180$	$D_H = 0.115S + 250$	$D_H = 0.145S + 200$
上 輥 寬 度 L_B	$L_B = S$		
下 輥 寬 度 L_H	$L_H = S + 50$		

表 6—5 及表 6—6 所列为在綫压力35公斤/厘米 和 80 公斤/厘米的情况下，不同寬度的造紙机上下压榨輥的規格，可供参考。

表 6—5 压榨輥規格 (綫压力35公斤/厘米) (毫米)

造紙机寬度 (毫米)	下 压 榨 輥				上压榨輥外包硬質石英胶 (20毫米厚)		
	直 径	壁 厚		軸 頭 直 径	輥 径	鑄鉄輥壁厚	軸頭 直径
		鑄鉄輥壁厚	橡胶层				
1,100~1,500	300	30	15	90	400	30	90
1,501~2,100	380	30~55	15	110	450	30~35	100
2,101~2,700	450	30~60	15	135	500	30~90	110
2,701~3,300	530	40~70	20	150	550	40~60	125
3,301~3,900	600	50~85	20	170	600	50~70	135
3,901~4,300	650	70~90	20	200	650	55~65	150
4,301~4,600	700	75~85	25	200	650	75~80	150
4,601~5,300	750	70~140	25	220	700	65~85	170
5,301~6,100	820	80~125	25	240	750	70~85	180

表 6—6 压榨輥規格 (綫压力80公斤/厘米) (毫米)

造紙机寬度 (毫米)	下 压 榨 輥				上压榨輥外包硬質石英胶 (20毫米厚)		
	直 径	厚 度		軸頭直径	輥 径	鑄鉄輥壁厚	軸頭直径
		鑄鉄輥壁厚	橡胶层				
1,100~1,500	380	30~40	15	110~150	450	30~40	100~135
1,501~2,100	450	30~70	15	150~170	500	35~85	110~150
2,101~2,700	530	40~90	20	135~180	550	65~125	125~170
2,701~3,300	650	50~80	20	150~200	650	70~115	125~170
3,301~3,900	750	50~80	25	170~220	700	90~140	150~180
3,901~4,600	820	60~100	25	180~240	750	110~190	170~200

以花崗岩制造上压榨輥时，要注意到其特点。花崗岩为非均質材料，其拉应力 $\sigma_p = 100 \sim 400$ 公斤/厘米²，压应力 $\sigma = 1400 \sim$

2500公斤/厘米²，縱向彈性模數 $E=5 \times 10^5 \sim 8 \times 10^5$ 公斤/厘米²。因此，在設計花崗石輥時，应尽量使其受壓，並將其受拉應力的情況降低到最低限度。

花崗石輥的製造情況大致如下。首先由整塊花崗岩製成花崗石輥筒毛坯，在其中間鑿有通孔，以便套入一根鋼質通軸。以高壓水沖洗石輥內壁，再套入鋼軸。套入鋼軸後，灌入高標號水泥，使填充於鋼軸與石輥內壁間的空隙。鋼軸的兩端切有左右反向的梯形螺旋，以便利用兩塊帶螺母的側板將花崗石胚緊鎖在軸上。經過養生使水泥硬化後，即可在磨床上加工。

為保證生產安全，在計算花崗石輥的強度時，一般是假設輥筒內壁和鋼軸之間沒有水泥存在。因此，為保證加壓後輥子不發生位移，兩個側板對花崗石輥筒的摩擦力必須大於鋼軸使輥子發生位移的作用力，即：

$$F_{TP} = 2\mu T \quad \text{公斤} \quad (6-80)$$

式中 F_{TP} ——側板對花崗石輥筒的摩擦力，公斤；

μ ——側板與花崗石輥筒間的摩擦係數，通常可取
 $\mu = 0.15$ ；

T ——側板對花崗石輥筒的壓力，公斤。

但側板對花崗石輥筒的摩擦力又應大於附加壓力 P ，即：

$$F_{TP} > P \text{ 或 } 2\mu T > P$$

因此
$$T > \frac{P}{2\mu} \quad (6-81)$$

為符合這個要求，則在安裝時施於側板螺母的扭矩 M_{TP} 應為：

$$M_{TP} = T_1 r_g (\lambda + \rho) \frac{D_{cp}}{2} + \mu_1 T_1 R_{cp} \quad \text{公斤} \cdot \text{厘米} \quad (6-82)$$

式中 T_1 ——附加安全係數後，要求側板對花崗石輥的壓力，公斤；通常 $T_1 = 1.3T \sim 1.5T$ ；

λ ——螺紋螺旋角的升角，度；

ρ ——側板和鋼軸螺紋間的摩擦角，度；

$D_{c.p}$ ——螺紋的平均直徑，厘米；

μ_1 ——螺母與輓子側面的摩擦係數；

$R_{c.p}$ ——螺母與輓子側面的平均摩擦半徑，厘米。

因此，由於側板的壓力而造成花崗石輓筒的壓應力和鋼軸的拉應力為：

$$\sigma_c = \frac{4T}{\pi(D^2 - d^2)} \quad \text{公斤/厘米}^2 \quad (6-83)$$

式中 D ——側板的外徑，厘米；

d ——花崗石輓筒內徑，厘米。

花崗石輓除受上述壓應力外，其本身又會產生彎應力。如略去鋼軸的合成負荷，而將花崗石輓視為一根完整的石輓，則其所受最大彎矩應為：

$$M_{\text{最大}} = P \left(\frac{l}{4} - \frac{b}{8} \right) \quad \text{公斤} \cdot \text{厘米}$$

式中 P ——附加壓力，公斤；

l ——兩個軸承的中心距離，厘米；

b ——花崗石輓工作部分的長度，厘米。

而由最大彎矩所形成的彎應力為：

$$\sigma_{\text{нз}} = \frac{M_{\text{最大}}}{W} \quad \text{公斤/厘米}^2 \quad (6-84)$$

式中 W ——花崗石輓筒的抗彎矩，厘米³。

如壓應力的數值大於彎應力，即 $\sigma_c > \sigma_{\text{нз}}$ ，則花崗石輓筒整個截面只受壓應力，其最大數值 σ'_c 應為：

$$\sigma'_c = \sigma_c + \sigma_{\text{нз}} \quad \text{公斤/厘米}^2 \quad (6-85)$$

如 $\sigma_c < \sigma_{\text{нз}}$ ，則花崗石輓筒除受上述的最大壓應力外，還受拉應力。拉應力 σ_p 的數值為：

$$\sigma_p = \sigma_{\text{нз}} - \sigma_c \quad \text{公斤/厘米}^2 \quad (6-86)$$

一般認為，花崗石輓的拉應力不應超過20~30公斤/厘米²。因

此,如拉应力超过此值时,則必須增加側板对花崗石輥筒的压力。

八、压榨輥的負荷計算

如上下压榨輥是安装在同一个垂直平面上(图 6—60a),則两輥間的压力等于上輥本身重量与附加压力之和。通常的情况是:上下輥之間有一定的偏心距。在两輥偏移安装的情况下,如上輥杠杆是水平安装,則上輥的重量 G_B 和附加压力 P 所形成的合力,分別由沿上下輥联心綫 OA 的輥間压力 Q_H 和沿杠杆水平面上的支撑負荷 Q_{rop} 承担。

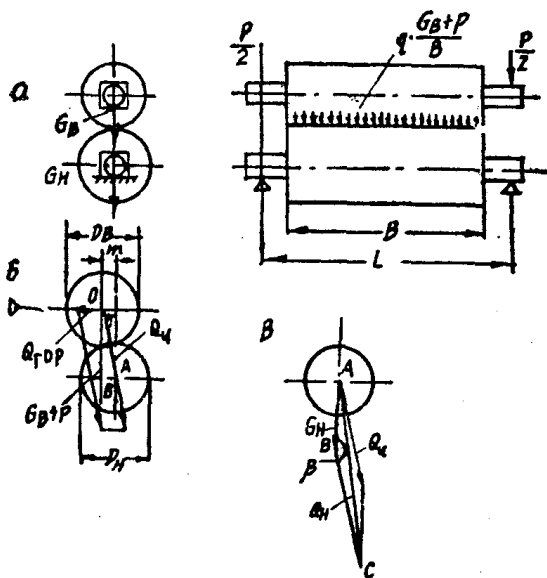


图 6—60 压榨輥負荷图

a—两輥位于同一个垂直平面上; b—两輥位于两个垂直平面上;
c—下輥軸承的总負荷

由图 6—60c 可見:

$$Q_H \cos \gamma = G_B + P$$

$$Q_H = \frac{G_B + P}{\cos \gamma} \quad (6-87)$$

$$Q_{rop} \cos \gamma = (G_B + P) \sin \gamma$$

$$\text{或} \quad Q_{rop} = (G_B + P) \frac{\sin \gamma}{\cos \gamma} = (G_B + P) \operatorname{tg} \gamma \quad (6-88)$$

式中 γ ——上下輥間的偏心角，从图中三角形 AOB 可見

$$\gamma = \sin^{-1} \left(\frac{2m}{D_H + D_B} \right)。$$

在一般情况下，上下輥間的偏心距不会很大，因此上下压榨輥偏心放置时 Q_n 只比垂直放置时增大 10~20%。

下輥軸承的总負荷等于下輥本身的重量和两輥間压力的几何和（图 6—59B），这可按余弦定理进行計算，即：

$$\begin{aligned} Q_H &= \sqrt{G_n^2 + Q_n^2 - 2G_n Q_n \cos \beta} \\ &= \sqrt{G_n^2 + Q_n^2 + 2G_n Q_n \cos \gamma} \text{ 公斤} \quad (6-89) \end{aligned}$$

式中 β ——合力对角， $\beta = 180^\circ - \gamma$ 。

上輥軸承的負荷为：

$$Q_B = \sqrt{P^2 + Q_{rop}^2} \text{ 公斤} \quad (6-90)$$

上輥的刮刀装置

上压榨輥的上面附有刮刀装置，以去除粘附在輥子表面的小纖維。此外，当紙幅发生“断头”时，刮刀又可刮去粘附在輥面的紙幅。

刮刀装置是由鑄鉄制成或型钢焊制的刮板架和刮刀构成（图 6—61）。刮板架的两端附有軸頸；軸頸安装在两个托架上，而且是可以移动的。在刮板架的前方装有一块刮刀，刮刀用搭板固定在刮板架上。刮刀依靠刮板架的重量压在輥子上，并以其刀鋒支持在輥面上。刮板架的重心必須是在托架和上輥之間，此时刮刀在輥子上的压力为：

$$Q = G \frac{a}{c} \text{ 公斤} \quad (6-91)$$

式中 G ——刮板架的重量，公斤；

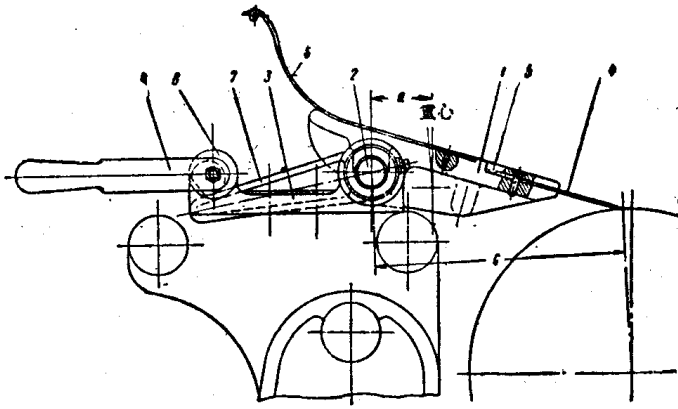


图 6—61 上辊的刮刀装置

1—刮板架；2—刮板架的轴颈；3—托架；4—刮刀；5—搭板；
6—槽子；7—杠杆；8—偏心轮；9—起落刮刀用的手柄

a——由刮板转轴中心至刮板重心的水平投影距离，厘米；

c——由刮板转轴中心至刮刀在辊子上的接触点的水平投影距离，厘米。

因此，刮刀对辊子的线压力等于：

$$q = \frac{Q}{b} \text{ 公斤/厘米}$$

式中 b——上辊长度，厘米。

通常刮刀对辊子的线压力等于0.2~0.3公斤/厘米。

刮刀可用青铜、软钢、胶木、钢片、层积塑料或聚氯乙烯塑料等制成。

为减轻刮刀对上辊表面的磨损，又有采用可往复运动的活动刮刀装置，其振幅为5~10毫米，频率为4~5次/分。刮板的往复运动是由上辊带动，利用带有水平安装的偏心轮的蜗杆传动机构曳动刮刀，也有利用带三通转向开关的水压式或气动式装置以达到同一目的。另外，又有采用以刚度小而厚度为0.3~0.5毫米

的鋼片制成的挠性刮刀。这种挠性刮刀的刃口能适应具有中高的輥子的輪廓而变型，因此能够防止輥子表面发生局部磨損。

九、上輥的加压和提升装置

单纯依靠上輥的重量来得到要求的綫压力是不可能的，故必須采用上輥加压装置来达到这个目的。同时在換毛布和停机时，都要把上輥抬高，以便退套毛布和避免在包胶下輥和毛布上形成折紋和凹印；装設提升装置也是必要的，一般提升装置是与加压装置联結在一起的。

目前較通用的是杠杆重錘加压装置。此項装置分別安装在操作側与传动側，以保証上輥的弹性加压，并具有改变和控制輥間的綫压力的可能。

如图 6—62 所示，加压和提升装置是由三道杠杆組成。为使結構紧凑，第二道杠杆是装在第一道杠杆的里面。在杠杆 1 的末端放置着重錘，重錘的个数随附加压力的变化而增减。

由图 6—625 可見，如不計算杠杆自重和各鉸鏈的磨擦損失，則附加压力将等于：

$$P_0 = G_{rp} \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} \text{ 公斤} \quad (6-92)$$

式中 G_{rp} ——两边（操作与传动面）重錘的重量，公斤；
 a, b, c, d, e, f ——各杠杆的相应臂长，厘米。

如計入杠杆的重量和鉸鏈摩擦的效率，則附加压力 P 等于：

$$P = P_0 + P_1 + P_2 + P_3 \quad (6-93)$$

式中 P_0 ——重錘所产生的有效附加压力，公斤；
 P_1 ——杠杆 1 自重所产生的有效附加压力，公斤；
 P_2 ——杠杆 2 自重所产生的有效附加压力，公斤；
 P_3 ——杠杆 3 自重所产生的有效附加压力，公斤。

而由于重錘所产生的有效附加压力为：

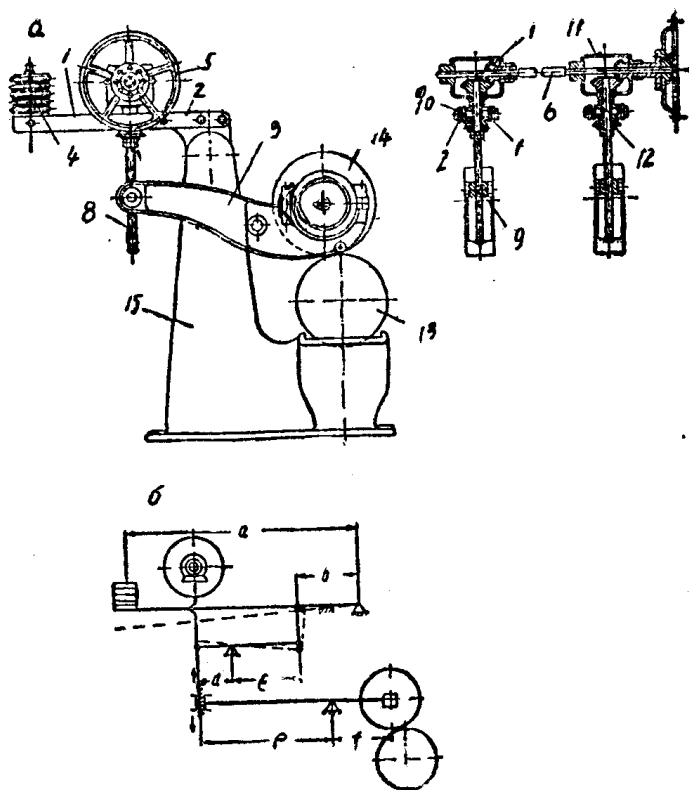


图 6—62 压榨机上辊的加压和提升装置

a—装置的結構；6—計算圖

1—第一杠杆；2—第二杠杆；3—上辊的第三杠杆；4—重锤；
5—手輪；6—橫軸；7—錐形齒輪；8—垂直螺杆；9—螺帽；
10—第二杠杆与外壳的鉸接固定；11—裝置的外壳；12—使力由
垂直螺杆传给外壳的止推軸承；13—压榨机的下辊；14—压榨机
的上辊；15—压榨机的支座

$$P'_0 = P_0 \eta_1 \eta_2 \eta_3 = G_{rp} \frac{acc}{bdf} \eta_1 \eta_2 \eta_3$$

式中 η_1 , η_2 和 η_3 ——第一、二、三道杠杆的有效系数，通常

取 $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \eta$ 。

当潤滑良好时， $\eta = 0.95 \sim 0.97$ ；而潤滑不良时， $\eta = 0.8$ 甚

至更小些。因此上式又可写为:

$$P'_0 = G_{rp} \frac{ace}{bdf} \eta^3 \text{公斤} \quad (6-94)$$

由第一道杠杆自重而产生的有效附加压力为:

$$P_1 = G_1 \frac{a}{2b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} \eta^3 \text{公斤} \quad (6-95)$$

式中 G_1 ——第一道杠杆的自重(在传动和操作侧), 公斤。

如杠杆 2 的重心到支点的位置等于:

$$x = c - \frac{c+d}{2} = \frac{c-d}{2}$$

此时, 则由第二道杠杆自重而产生的有效附加压力为:

$$P_2 = G_2 \frac{c-d}{2d} \frac{e}{f} \eta^2 \text{公斤} \quad (6-96)$$

式中 G_2 ——第二道杠杆的自重, 公斤。

同理, 由于第三道杠杆自重而产生的附加压力为:

$$P_3 = G_3 \frac{e-f}{2f} \eta \text{公斤} \quad (6-97)$$

式中 G_3 ——第三道杠杆的自重, 公斤。

提升上辊是利用手轮 5, 转动安装在通轴 6 上的两对锥形齿轮 7, 从而使安装在第三道杠杆末端的螺母 9 上下移动以达到升降上辊的目的。

图 6-63 所示为另一种杠杆重锤加压装置。杠杆 1 和 2 是安装在下部, 在工作时只移动杠杆 1 的重锤 4 就可以得到不同的附加压力。提升装置分设于造纸机的操作和传动两侧, 是由一根一端用铰链安装在机架上的螺杆, 和一个带把手的螺母组成。转动螺母, 杠杆 3 的一端便沿螺杆上下移动, 而升降上辊。这种加压装置虽然简单, 但是在升降上辊时, 需要两个人分别在两侧很好地配合操作, 以免下辊胶套和毛布受到损坏。

现代化的造纸机已多采用气动式加压升降装置。如图 6-64

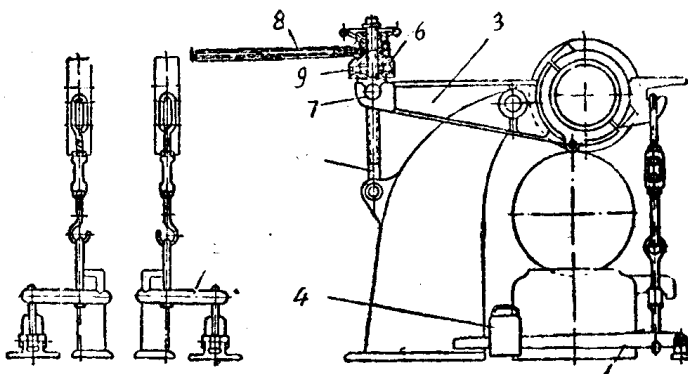


图 6—63 压榨机上辊的加压和提升装置

1—第一杠杆；2—第二杠杆；3—上辊的第三杠杆；4—重锤；
5—螺杆；6—螺帽；7—支持在杠杆上的轴销；8—使辊抬高时
旋转螺帽用的手柄；9—把附加压力由螺帽传给轴销用的止推轴承

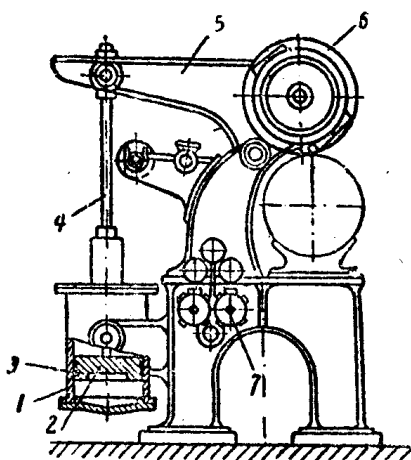


图 6—64 压榨上辊的气动加压和提
升装置

1—气缸；2—活塞；3—胀圈；4—拉
杆；5—杠杆；6—上辊；7—气压调节器

所示，上辊的提升和加压
都是利用活塞 2 通过拉杆
4 施力于杠杆 5 来进行。
为使活塞灵敏地工作，在
活塞和气缸之间用牛皮或
聚氯乙烯制的胀圈 3 密封
起来。

气缸用的压缩空气是
5~6 个表压，压缩空气
经过气压调整器进入气缸
内，调整装置可以由人工
调节，也可以采用自动控
制，气动加压装置有很多
优点，其中主要的是：

(一) 线压力可以从

零調整到最大，同時還可以抬起輓子；

(二) 能自動地保持規定的均勻的綫壓力；

(三) 只用一道杠桿或直接加壓，因而效率較高。

圖 6—65 所示為氣壓調整器的構造，調整器具有兩個獨立的壓力調整室 1 和 2 及一個分配閥 3。壓縮空氣首先进入分配閥，便通過壓力調整室，控制一定的壓力，然後分別送入安裝在傳動和操作兩側的氣缸中。壓力調整室具有兩個控制閥；一個是讓壓縮空氣進入室內的控制閥 9，室內要求的壓力以此閥調整；當達到一定的壓力之後即可將閥門關閉。另一個是放氣閥 8，使壓力室和大气相通，這只在要求降低調整室壓力時才打開。

當壓縮空氣由閥 9 進入調整室 6 之後，膠膜 4 受到壓力而使閥杆 5 將排氣孔封閉，此時壓縮空氣只能經調整室後面的工作室 7 而進入氣缸中。當工作室和調整室的壓力相等，則膠膜便處於平衡的平面位置。此時只要工作室的壓力略大時，部分壓縮空氣便會經排氣孔排出。當氣缸各部分的填料函由於漏氣而使壓力降低時，閥杆重新封住排氣孔，而使更多的壓縮空氣進入氣缸中。

如果要降低氣缸的壓力，可打開放氣閥 8，讓調整室 6 的壓力降低到所希望的數值。這時由於調整室的壓力低於工作室 7 的壓力，膠膜便往前凸起，推動閥杆 5，而使氣缸中一部分壓縮空氣從工作室排入大气中；直到平衡時，閥杆便關閉排出口，而在新的壓力下進行工作。

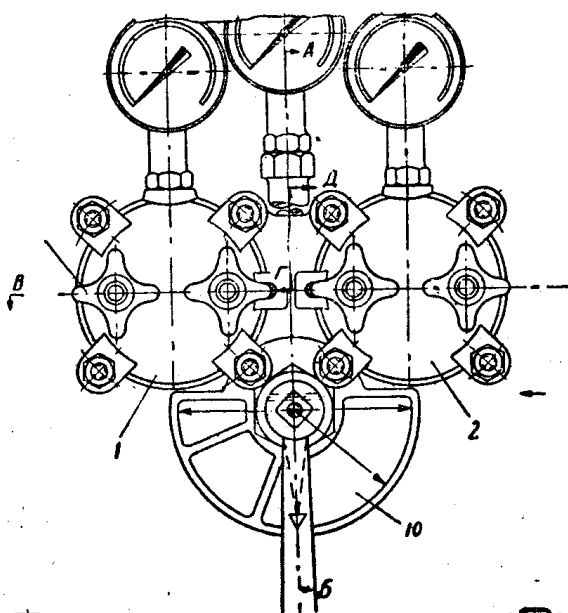
還有一種加壓和提升裝置是採用水力加壓的。這種裝置設於上輓之上，活塞的連杆直接與上輓的軸承相連接。

氣動和水力加壓裝置的附加壓力 P 等於：

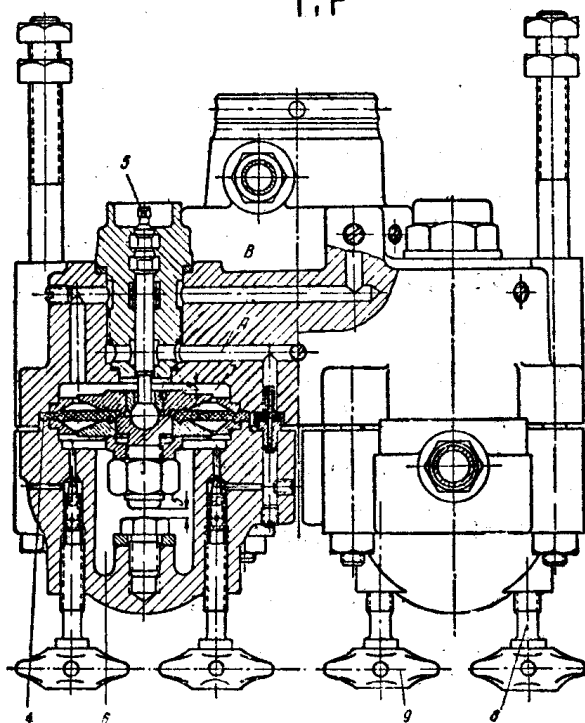
$$P = 2p \frac{\pi d^2}{4} \frac{a}{b} \eta \text{ 公斤} \quad (6-98)$$

式中 p ——工作表壓，公斤/厘米²；

d ——氣缸直徑，厘米；



ВГД视图



AB视图

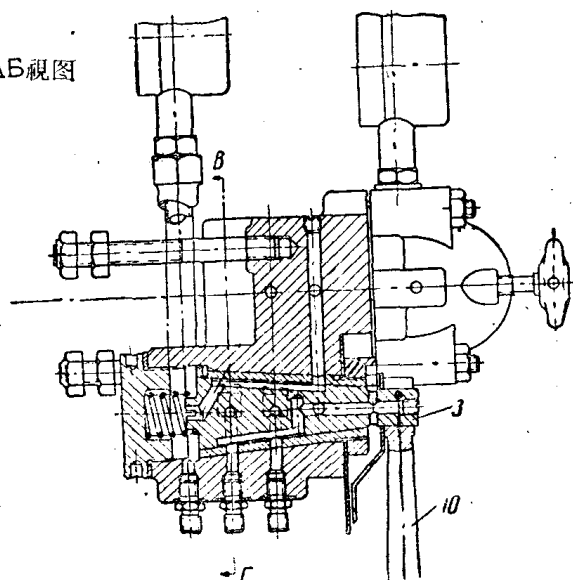


图 6—65 气压调整器

1、2—压力调整室；3—分配阀；4—胶膜；5—阀杆；
6—调整室；7—工作室；8—放气阀；9—压缩空气进入
阀；10—刻度盘

a 和 b ——杠杆臂长，厘米；（直接时 $\frac{a}{b} = 1$ ）；

η ——计入铰链和填料摩擦损失的有效作用系数；

$\eta = 0.9 \sim 0.95$ 。

十、压榨部的检修注意事项

压榨部的检修工作主要包括压榨辊的更换，毛布辊和其他辊子的轴承的检查和修理，以及毛布校正器和张紧装置的检查与修理。

根据造纸机不同车速情况，每磨光一次包胶下辊，可使用4~12个月。质量良好的胶层可重复磨光3~5次，然后即需重新包胶。包胶的真空压榨辊1~2年才需要磨一次。花岗石上辊太

約一年需要磨一次。

每台造紙机压榨部应有如下的主要备件:

包胶下压榨輥	按压榨的道数而定
带軸頸的真空压榨輥	按压榨的道数而定
上压榨輥	1 ~ 2
挤水压榨上輥	1
挤水压榨下輥	1
带軸承的毛布輥	4 ~ 6
带軸承的导紙輥	1 ~ 2
各种規格的滚动軸承	不少于2
每10个毛布輥軸承应有备品軸承	2
刮刀的刀刃	4 ~ 6
真空压榨輥的垫条	1 套
气动式封垫的軟管	2 套

在更換压榨輥时, 应检查或更換压榨輥的軸承和刮刀的刀刃, 同时检查加压和提升装置。

毛布輥和导紙輥的軸承在6 ~ 12个月內检查一次, 毛布的校正器和张紧装置則每年检修一次。

第五节 干燥部

一、概 述

湿紙幅在网部形成, 經過压榨脫水后, 即可送进干燥部进一步通过蒸发作用, 去除水分。干燥部多由蒸汽加热的烘缸組成, 以处理紙張、紙板或浆板; 小型造紙机也有采用煤气加热的烘缸。干燥部又可由采用热风的干燥室或紅外綫干燥室組成, 以处理紙板或浆板。本节将着重于闡述由烘缸組成的干燥部。

生产单面光的紙張, 采用的造紙机只有一个烘缸; 一般紙張的生产則多采用多烘缸造紙机。干燥部的烘缸多按上下层安装

(图 6—66)，也有按三四层安装的（例如紙板机或浆板机的干燥部）。通常，上下层烘缸均配置有帆布或毛布，帆布与烘缸的包角一般为 180° 。为增大帆布对烘缸的包角，并张紧帆布，使紙幅更好地紧贴在烘缸表面，干燥部設有帆布輥、校正輥和张紧輥。紙板机和浆板机的干燥部則一般沒有設置帆布或毛布。

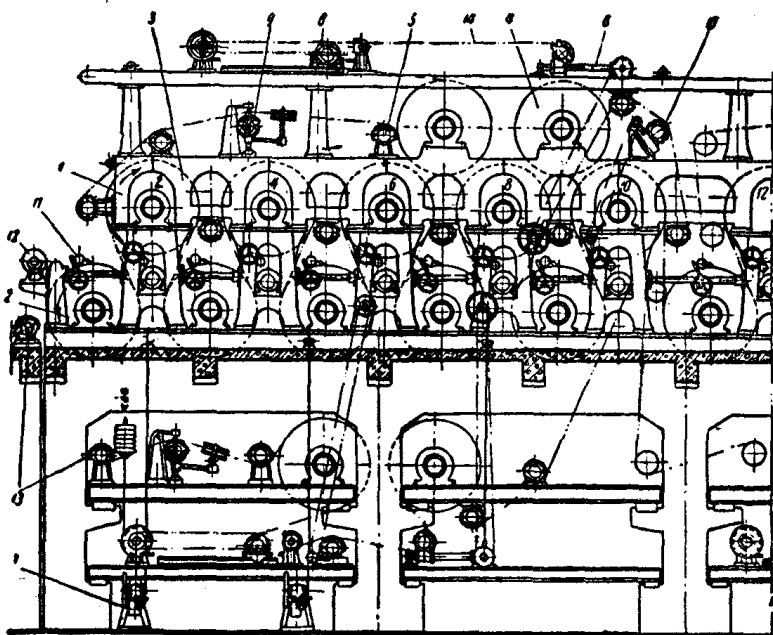


图 6—66 干燥部结构示意图

- 1—机架；2—下排烘缸；3—上排烘缸；4—帆布烘缸；5—帆布輥；6—重锤式帆布自动张紧器；7—帆布自动张紧器的链条传动机构；8—手动帆布张紧器；9—帆布自动校正器；10—手动帆布校正器；11—烘缸刮刀；12—导紙輥；13—下帆布；14—上帆布

为使帆布保持干燥，設有帆布干燥器，通常是每床帆布配置一个帆布干燥器（中低速造紙机）或两个帆布干燥器（高速造紙机）。采用一个帆布干燥器时，多将其安装在帆布的回路上。而安装两个干燥器时，其一安装在正路上經過半数烘缸之后；另一个則安装在回路紧靠最后一个烘缸之上（图 6—67）。

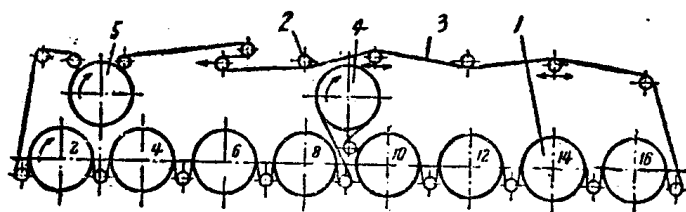


图 6—67 在正路及回路上帆布干燥器的布置图

1—烘缸；2—帆布辊；3—帆布；4—装在帆布正路上的帆布干燥器；5—帆布回路上的帆布干燥器

帆布干燥器一般多采用和造纸烘缸相同的帆布烘缸，其直径

一般要小一些。帆布干燥器有采用

蒸汽加热的，也有采用热风加热的。

图 6—68 所示即为热风加热的帆布干燥器。

在一个两侧密封的圆筒 1 的表面钻有多个小孔，圆筒内部有一个热风室 3，热风从热风室

一端进入，通过孔板进入圆鼓中，

再通过圆筒表面的小孔，干燥帆布

4。热风温度要求在 $100 \sim 120^{\circ}\text{C}$ ，

风压应为 $260 \sim 320$ 毫米水柱。在热风

室的下方，设有一块密封弧形板

2，以挡住圆筒没有包帆布部分的

钻孔，使热风只能从包有帆布部分吹出。

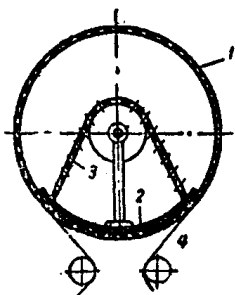


图 6—68 用热风的帆布干燥器

1—表面钻孔的圆筒；2—密封弧形板；3—热风室；4—帆布

钻孔，使热风只能从包有帆布部分吹出。

二、帆布自动校正器

干燥部通常配置有帆布校正器。由于帆布的长度较大，跑偏的机会也较多，因此除手动帆布校正器外，还需要配置自动校正器。

手动帆布校正器的结构基本上与长网造纸机网部所采用的相

同。而目前常用的自动校正器为摆锤式帆布校正器(图 6—69)。

摆锤式帆布校正器具有一个帆布校正辊，一端支承在一个球形轴承上，另一端则悬挂在摆锤式轴承上。摆锤式轴承用拉杆 3 悬于吊架 2 上。在校正辊后面的一个帆布辊的轴颈上（与摆锤在同一侧），装有一个游滑轮，游滑轮的直径和帆布辊直径相同。在游滑轮上装有一条牵曳小皮带或小绳，小皮带的另一端则連結在摆锤上。当帆布正常工作时，帆布不在游滑轮上。当帆布向游滑轮一方移动时，即跑到游滑轮上将游滑轮转移一个角度，并通过小皮带将摆锤前进方向移成一个角度。由于帆布首先接触校正辊的固定侧，因此帆布就向相反方向移动。当帆布离开游滑轮时，摆

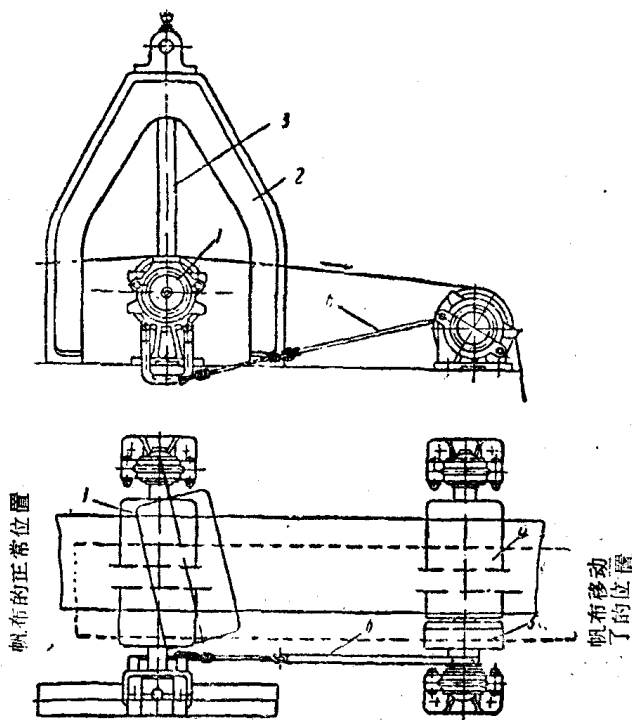


图 6—69 摆锤式帆布自动校正器

1—校正辊；2—吊杆的支架；3—吊杆；4—帆布辊；5—游滑轮；6—牵曳皮带

錘即依靠自重返回原位，此时校正輥处于和其它輥子平行的位置，帆布即回复正常工作。但由于一組校正器只能作一边的調整，为防止帆布跑向另一边，必須在同一張帆布上，裝上另一組反方向的帆布自动校正器。为此，帆布自动校正器的兩輥之間的距离不应小于1200~1500毫米，摆錘吊杆的长度通常为800~1000毫米。此外，由于在一床帆布上要安裝兩組自动校正器，需占据的长度較大，因此摆錘式自动校正器只能适用于每組烘缸不少于5~6个的造紙机。

三、帆布自动张紧器

干燥部除設有手动帆布张紧器外，并設置帆布自动张紧器。手动帆布张紧器与压榨部所用的相同。自动张紧器的設置可以补偿帆布的較大伸长率（帆布伸长率要比毛布約大15~18%），并經常保持帆布的綫拉力在0.3~0.4公斤/厘米。

图6—70为重錘式帆布自动张紧器。帆布与张紧輥1的包角为180°，张紧輥裝在由鏈条4曳动的滑架2上。当帆布伸长时，滑輪7受重錘8的作用而轉动，使裝在軸6上的鏈輪5牵动鏈条，驅使滑車在軌道上移动，从而张紧帆布。

由于換帆布时，必須把张紧輥移到靠近鏈輪3的位置上，因此，在造紙机操作面安裝有手輪9，利用鏈条10和鏈輪11来移动滑架。为防止张紧輥在不受帆布拉力时被重錘拉向相反方向，可采用具有掣子的棘輪12将张紧輥鎖住。

四、烘 缸

（一）烘缸的結構 烘缸是用C4 15—32号鑄鐵澆注制成的空心圓筒，其兩端有两个連同空心軸頸一起鑄出的側蓋。鑄成的烘缸缸壁不許有穿透的砂眼。如缸壁上有直径在8毫米以下、深10毫米以內的砂眼，則允許采用与烘缸質量相同的銷釘补上。烘缸內外都要加工，外表面还需要磨光。当造紙機車速在400米/分

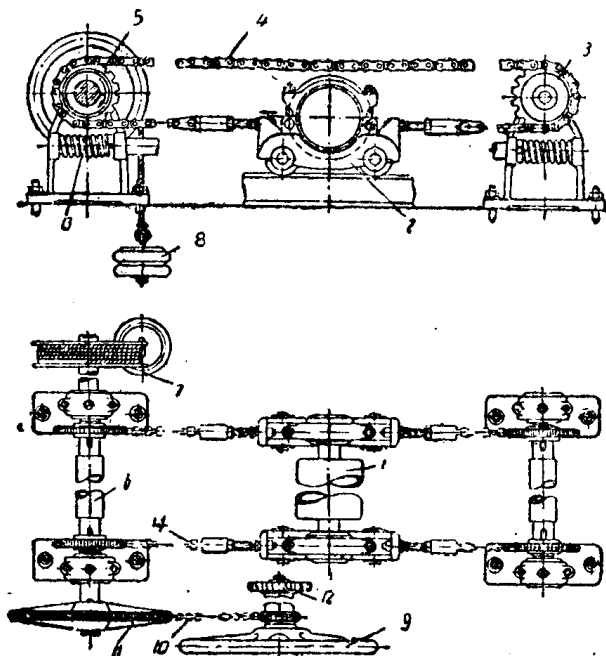


图 6—70 重锤式帆布自动张紧器

- 1—帆布张紧辊；2—滑架；3、5、11—链轮；4、10—链条；
6—轴；7—滑轮；8—重锤；9—手轮；12—带楔子的棘轮；
13—缓冲弹簧

以下时，只要求对烘缸进行静力平衡校验；车速超过 400 米/分时，则又必须进行动力平衡校验。烘缸的容许不平衡负荷为本身重量的 0.02%。烘缸外径的公差不得大于 ± 0.5 毫米，锥度不应超过 0.5 毫米。

烘缸的圆筒和侧盖是用螺栓紧固着。为获得严格密封，圆筒和侧盖的法兰上，都刻有填料密封线，以便在接合面上涂抹铅丹，并沿密封线铺上石棉绳。

常用的烘缸直径为 1250 毫米和 1500 毫米，个别高速造纸机也有采用 1800 毫米直径的烘缸。而单烘缸造纸机则多采用 2500 毫米、3000 毫米或 3200 毫米直径的大烘缸。

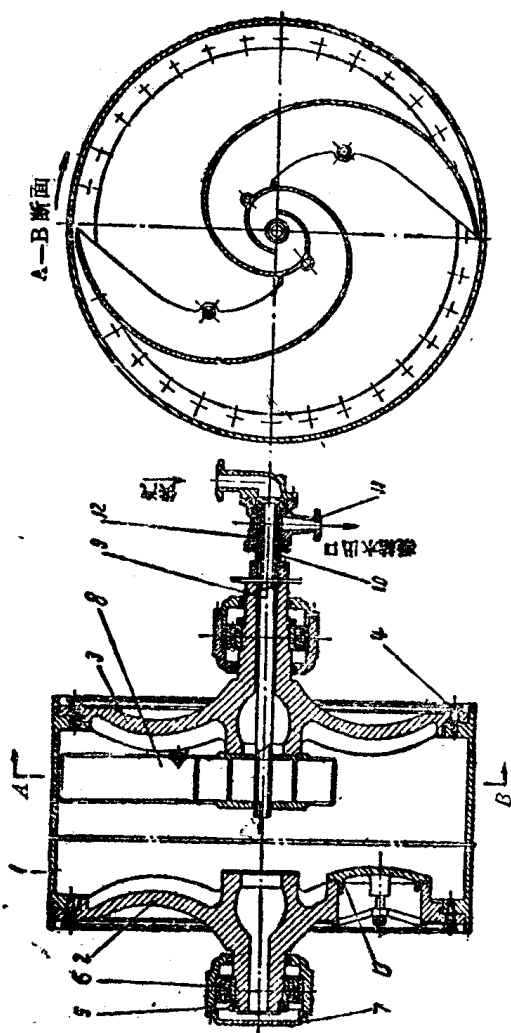


图 6—71 单壁盖的烘缸

- 1—缸筒；2—操作面的单壁盖；3—传动面的单壁盖；4—紧固螺栓；5—轴承外壳；
- 6—滚动轴承；7—滚动轴承盖；8—双角杆；9—透汽进入烘缸内的管；10—密封轴套；
- 11—密封的进汽头；12—密封填料；13—检查孔

烘缸的壁盖有单壁盖（图 6—71），双壁盖（图 6—72）和综合盖（图 6—73）三种。

烘缸轴颈的内径是根据进汽量和排冷凝水量来决定的，烘缸进汽的速度不应超过 20 米/秒。轴颈的外径则根据最大扭弯矩来计算；然而，为适应在安装后烘缸进行水压试验时的安全的需

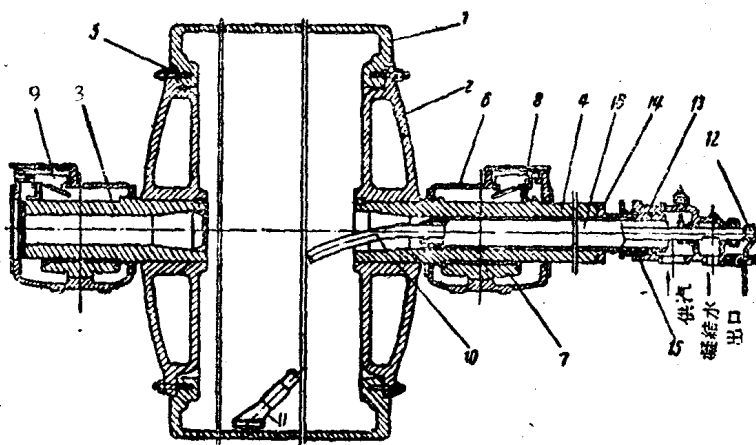


图 6—72 双壁盖的烘缸

1—缸筒；2—双壁盖；3—操作面轴颈；4—传动面轴颈；5—紧固螺栓；6—轴承外壳；7—轴承衬；8—润滑油杯；9—刮板；10—虹吸管；11—虹吸管头；12—旋转虹吸管的手把；13—密封进汽头；14—密封袖套；15—密封填料；16—蒸汽管。

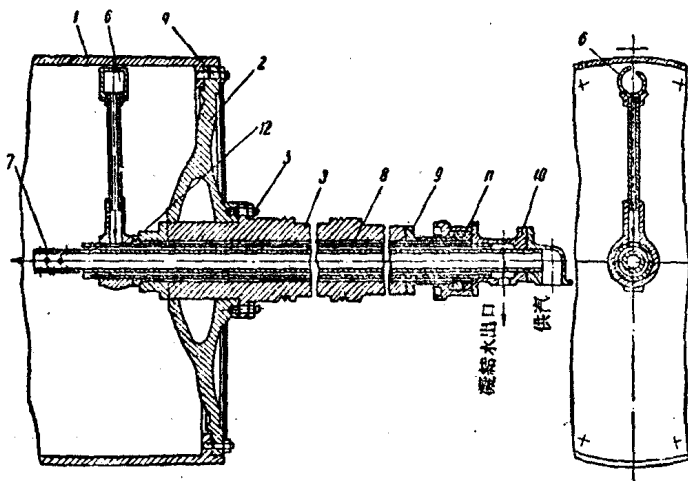


图 6—73 综合盖的烘缸

1—缸筒；2—烘缸盖；3—轴颈；4—紧固螺栓；5—固定螺栓；6—排除冷凝水用的固定刮斗；7—进汽管；8—排冷凝水的管子；9—密封短管；10—进汽头；11—石墨填料；12—支承刮斗的石墨轴套。

要，应考虑缸内充满水的情况，来计算轴颈的最大弯矩。

(二) 烘缸的供汽和排水装置 烘缸的供汽和排水都是从造纸机的传动侧，通过空心轴颈来进行的。烘缸内的冷凝水在其内壁形成一个水膜环，水膜环的厚度随车速而变。当水膜环达到一定“临界”厚度，即自行破裂，冷凝水积存在烘缸底部而被排出。

从烘缸内部排除冷凝水的方法有采用带杓的排水管（车速在250~300米/分以下的造纸机），也有采用虹吸管的（车速在300~400米/分以下的造纸机），或采用回转复式虹吸管或固定刮斗（车速在400米/分以上的造纸机）。

图6—74所示为用杓斗排冷凝水的进汽头结构。蒸汽自固定

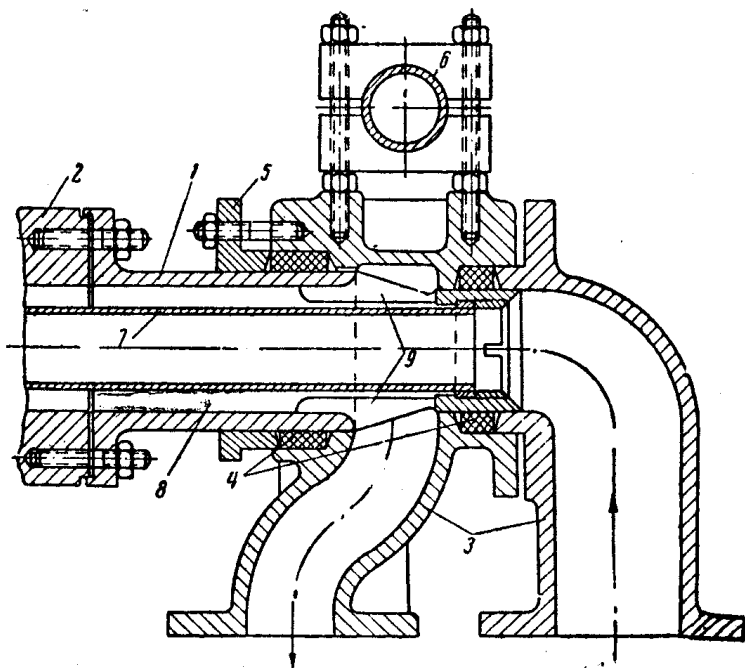


图6—74 用杓斗排冷凝水的进汽头结构

- 1—短管；2—烘缸轴颈；3—进汽和排冷凝水管；4—填料；
- 5—填料压盖；6—油管托架；7—蒸汽管；8—冷凝水通道；
- 9—冷凝水排出口

的弯头 3 进入进汽头，并沿着和烘缸一同转动的蒸汽管 7 送入烘缸内。冷凝水由固定在侧盖上的杓子舀出，经过联结在传动侧轴头 2 上的短管 1，顺通道 8 和排出口 9 进入固定弯头 3 的 S 形管而排出。回轉部分 1 和固定部分 3 之間，采用涂有石墨的石棉填料 4 进行密封。

图 6—75 所示为另一种结构型式的烘缸进汽头。其结构原理和前述一种基本相同。密封是采用两块球面的含油滑块 5 来达到的。此种进汽头适用于固定虹吸管式排除冷凝水的烘缸。

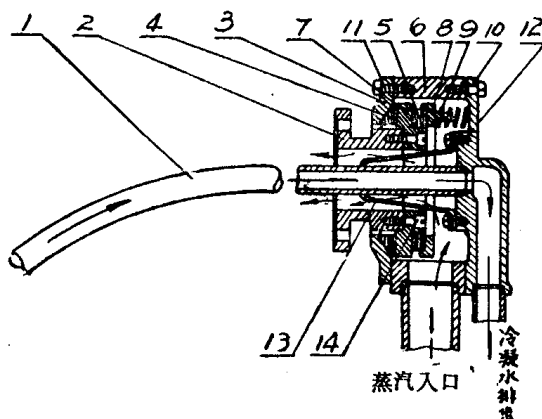


图 6—75 用虹吸管排冷凝水的进汽头结构

1—虹吸管；2—烘缸头法兰盘；3、8—法兰盘；4、5—含油滑块；6—密封外壳；7—密封法兰盘；9—卷弹簧；10—冷凝水排出管的法兰盘；11、12、14—固定螺栓；13—虹吸管的托架

图 6—76 则为双壁盖烘缸（图 6—71）的进汽头部分，其排除冷凝水的方式也是采用固定虹吸管。图中所示把手 4，在必要时可用以转动虹吸管。

固定式虹吸管的直径一般为 25~45 毫米。虹吸管的一端固定在进汽头上，另一端则伸到烘缸内部的中央，管头离烘缸内壁 6~10 毫米。为保证冷凝水能通过虹吸管不断地排出，烘缸内应经常维持不小于 0.2~0.3 公斤/厘米² 的压力。

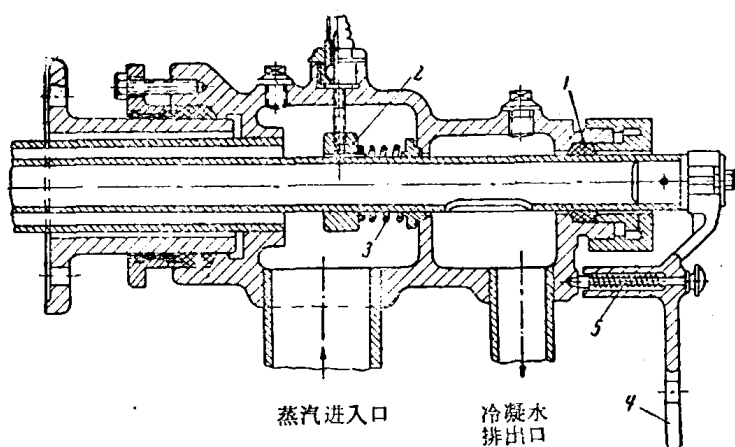
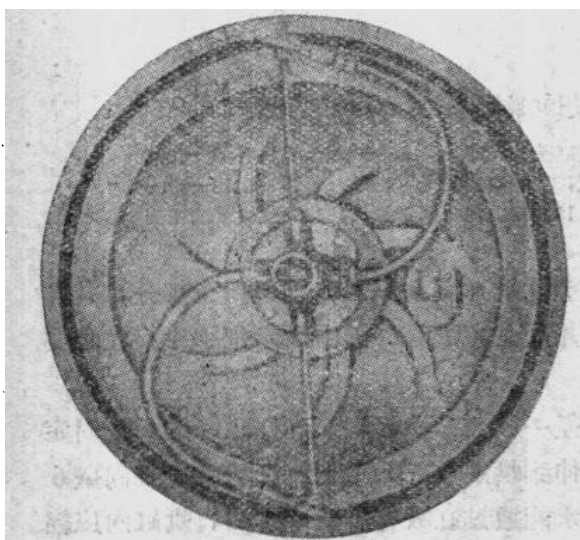


图 6—76 排冷凝水的进汽头结构

- 1—虹吸管；2—吊架；3—弹簧；4—转动虹吸管的把手；
5—带弹簧的插销

当造纸机车速达到400米/分以上时，由于离心力的作用，冷凝水所形成水膜环的“临界”厚度大大增加，以固定式虹吸管已



不能保证经常排除冷凝水的作用，因此必须在传动侧的烘缸侧盖内壁安装复式回轉虹吸管(图 6—77)，以排除缸内冷凝水。

高速造纸机也有采用固定刮斗排除冷凝水的(图 6—73)。固定刮斗装在烘缸内的上部，离烘缸内壁约2~3毫米。水膜环随着烘缸回轉，被刮

图 6—77 复式回轉虹吸管

斗刮下而排出缸外。刮斗的长度一般为 400 ~ 500 毫米。

彻底排除高速造纸机烘缸内的冷凝水是一个复杂问题。近年来，对双壁烘缸排除冷凝水有一定的改进。如图 6—78 所示，双壁烘缸是由内外两个用钢板焊接的圆筒构成。在两个圆筒间的环状空隙中分成四个小室。工作时，蒸汽由空心轴颈送入，分四路注入小室内。在小室的另一头用放汽小管将乏汽和冷凝水排入内圆筒中，再用复式回转虹吸管排出缸外。双壁烘缸缸壁厚度较小，导热能力较大（总传热系数要比单壁烘缸高出 5 % 左右）；同时小室的横断面积较小，有利于增加蒸汽流速，改进蒸汽循环。此

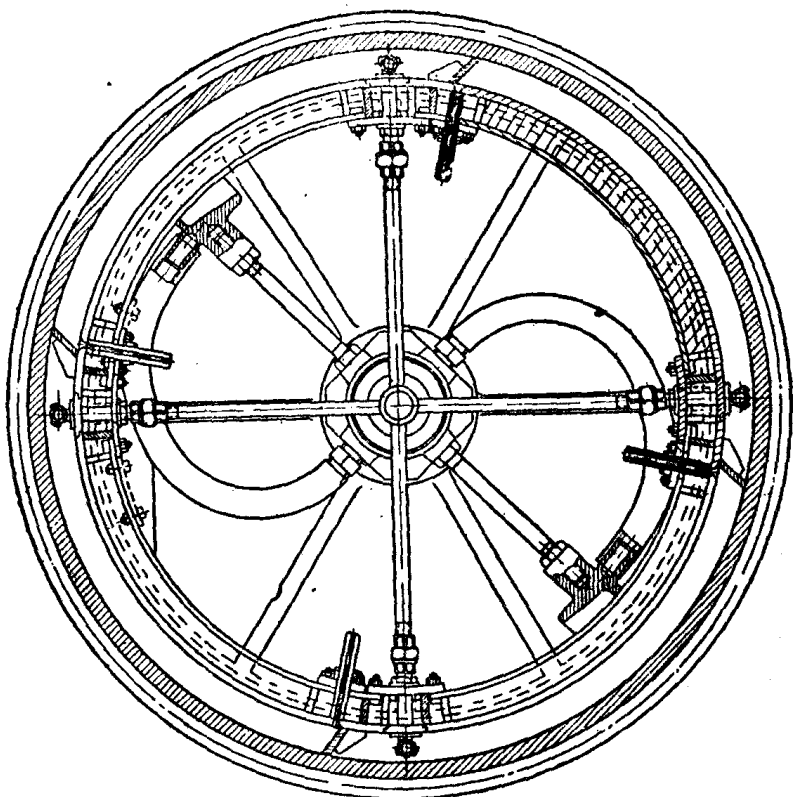


图 6—78 双壁烘缸的结构

外，又可采用放汽的方法将冷凝水排出。但双壁烘缸制造手續較复杂，目前尚未获广泛应用。

(三) 干燥部的軸承和循环潤滑 过去烘缸多采用青銅或巴氏合金瓦衬的滑动軸承，但是由于滑动軸承起动摩擦較大，尤其是在停机检修時間較长的情况下，起动更为困难，故现代化的造紙机已多采用带紧固軸套的滚动軸承。

由于烘缸冷却和加热时发生伸縮，幅門較寬的造紙机烘缸的变动量达到4~5毫米。因此，應該考虑到軸承能沿軸向移动的可能性。

滑动軸承的单位压力为：

$$P_1 = \frac{Q}{dl_0} \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (6-99)$$

式中 Q ——軸承的負荷，包括烘缸及传动齿輪的重量，由上帆布张力而产生的压力，及在最坏的情况下缸內积存的冷凝水重量，公斤；

d ——軸頸的直径，厘米；

l_0 ——軸承的长度，厘米。

軸承单位的摩擦功为：

$$A = \mu P_1 v \text{ 公斤} \cdot \text{米/厘米}^2 \cdot \text{秒} \quad (6-100)$$

式中 μ ——摩擦系数，通常 $\mu=0.02\sim0.03$ ；

v ——軸承的圓周速度，米/秒。

当采用自动調心、用油环潤滑的巴氏合金滑动軸承时，由于軸承的温度較高，故軸承的单位压力 P_1 不应超过 $10\sim12$ 公斤/厘米²，其单位摩擦功应在 0.3 公斤·米/厘米²·秒以內。青銅瓦衬的压力則为 $15\sim17$ 公斤/厘米²，其单位摩擦功則在 $0.35\sim0.4$ 公斤·米/厘米²·秒以內。

为保証生产安全以及降低动力的消耗，当造紙机的車速超过300米/分时，均应采用循环潤滑。

造紙机的循环潤滑系統包括烘缸軸承，传动齿輪，压光机各

軛的軸承和卷紙机冷缸的軸承等，間或用于伏軛和压榨軛的軸承之中。其它用油量很小的軸承則不用循环潤滑。

图 6—79 所示为稀油循环潤滑系統的一种型式。油压泵 2 将沉淀油槽 1 中的潤滑稀油压入滤油器 3，然后通过主油管 11，經輸油管 14 送至各处軸承。油压泵共有两台，其中一台备用。

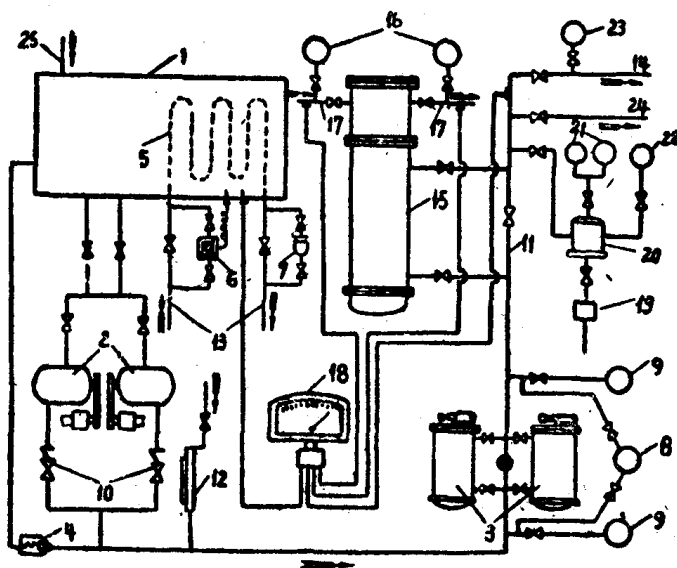


图 6—79 稀油循环潤滑系統

在泵送过程中，如压力过高，則部分稀油通过安全閥 4，回流到沉淀槽中去。同时，在油压泵 2 的出口处装有止逆閥 10，以防止油压泵停止工作时，潤滑油倒流入沉淀槽中。在滤油器的前后各安装压力計 9 一个。同时又安設压力計 8，以示出滤油器前后的压力差。根据滤油器前后的压力差，即可判断滤油器的工作情况；当其压力差达到 $0.4 \sim 0.5$ 公斤/厘米² 时，則应开动滤油器上的电动机，消除滤油器內的污物。

为使循环系統中的潤滑油保持在 $38 \sim 40^{\circ}\text{C}$ 的温度，冬季使用时，必須从汽管 13 通入 3.5 大气压的蒸汽，利用設于沉淀槽內的

加热管进行加热。在加热系统中，又设有温度调节器6和冷凝器7，分别调节蒸汽通入量和排除乏汽。夏季使用时，润滑油温度较高，此时则应利用冷却器15进行冷却。冷却器采用水冷式的；冷却水以3~4大气压的压力从管17注入，图中16为冷却水的压力计。

循环系统中所用的油压泵多为活塞式，因此，在滤油器之前靠近油压泵处，装设空气筒12，利用4~6大气压的压缩空气来稳定油管中的油压和输油量。空气筒上装有油面指示器和压力计。

在油管系统中，又设有压力箱20，以保证油管内维持均匀压力，并保证在油压泵发生故障时，1~2分钟内仍能继续供油。压力箱的 $\frac{2}{3}$ 装满润滑油，其上部则为压缩空气。压缩空气经过减压阀19，将压力下降至3公斤/厘米²，再进入压力箱中，压出润滑油。压力计22示出箱内压缩空气的压力；而安装在压力箱上部的接触压力计21所示出的压力可作为调节油管压力的根据。图中所示23为油管的压力计。乏油则由油管25回流到沉淀槽中。

图中所示18为带有四个电阻的电桥温度计，以测定沉淀槽和冷却器前后的润滑油温度，以及冷却器前后冷却水的温度。

在更换润滑系统的脏油时，可开启油管24，将全部脏油送至储油槽，经过再生后，可供一般润滑之用，例如供给速度较低、要求质量较低的机械（如搅拌器的齿轮箱等）作润滑之用。

整个循环系统的全部润滑油量，大致等于每分钟送到轴承和齿轮箱的输油量的30~50倍以上。

五、干燥部的传动

干燥部的传动方式可分为单一传动和分组传动两种类型。

单一传动是在每个烘缸的传动侧装设一台电动机，通过固定在烘缸轴颈上的减速器来驱动烘缸。此种传动方式虽有利于随时根据生产要求，调节每个烘缸速度，但由于传动点过多，构造复

杂，因此造价也高昂。此种传动方式目前仅限于生产电容器纸和某些采用粘状浆料抄制纸张的造纸机。

分組传动为普遍采用的一种传动方式。常用的分組传动有棋子式（图6—80a）和惰輪式（图6—80b）两种。棋子式传动是在每个烘缸传动侧的轴承外面，装置一个鑄鋼或鑄鉄齿輪（模数8~10毫米），齿輪直径应比烘缸直径大。各个烘缸的齿輪互相嚙合，并由一个主动輪带动，构成一个传动系統。棋子式传动具有結構简单、造价低廉的优点。但是由于齿輪直径太大，同时又是敞开的，潤滑不便而易于磨損；同时，清理烘缸刮刀上的損紙也較为不够方便。

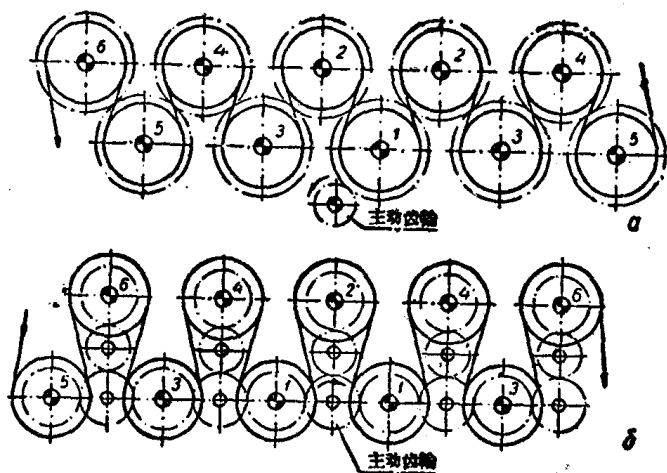


图6—80 干燥部传动系統图

惰輪式传动在現代化造纸机上应用較多。在烘缸传动侧的軸頸上，装置一个比烘缸直径較小的齿輪。下排各个烘缸的齿輪利用惰齿輪彼此嚙接着，上排烘缸的齿輪則由下排惰齿輪和一个中間齿輪嚙合而传动。

当造纸机車速在400米/分以下时，主动輪及其邻近的齿輪都应以鑄鋼制成，以适当传递較大动力的需要；其他齿輪則可用铸

鋼或鑄鐵制成。如造紙機車速要求達到400米/分以上，則全部齒輪均應採用鑄鋼制成，同時齒輪應具有斜齒或“人”字齒，其表面又應經過淬火。傳動系統的全部齒輪都是裝在機架上不漏油的油盒內(圖6—81)，並用液體潤滑油循環潤滑，以提高其傳動效率。刮刀上的損紙則可利用壓縮空氣吹送到傳動面，以利清除。

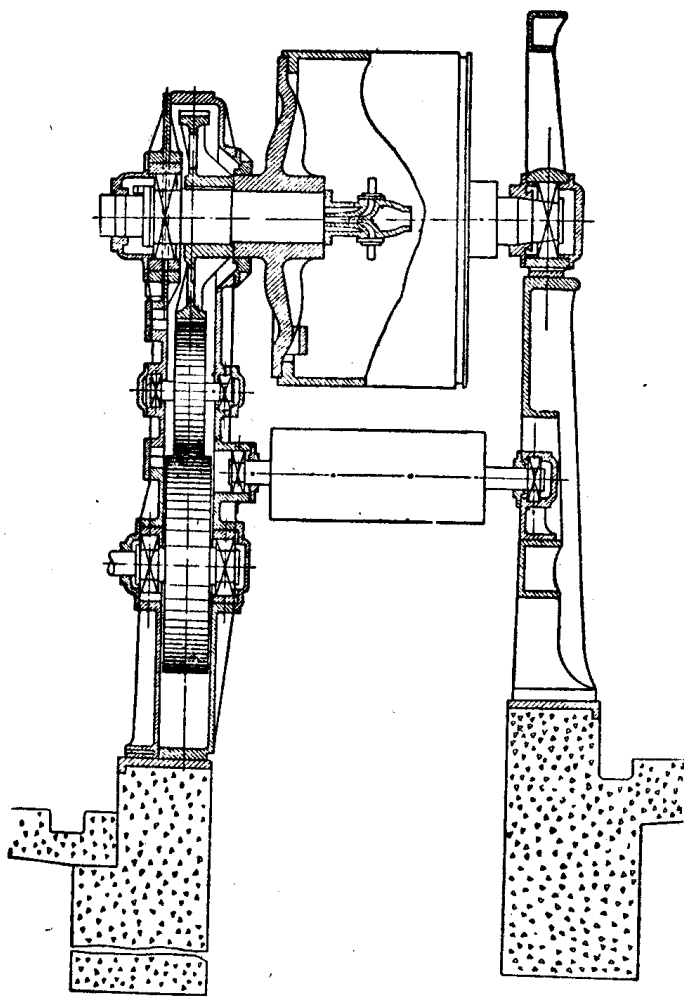


圖6—81 干燥部密閉的齒輪傳動安裝圖

除上述两种主要传动形式外，还有利用蜗杆传动、鏈条传动，或只依靠帆布带动的无齿輪传动等。这些类型的传动仅是偶然見之，不拟詳述。

六、干燥部的領紙

为保証生产安全起見，当造紙机车速超过200米/分时，应在干燥部考虑采用引紙繩或风动領紙。

图 6—82 为利用引紙繩領紙的示意图。在烘缸操作側的缸端刻有小槽（图 6—81），并以两根无端的 6~12 毫米直径的紗繩或棕繩連續地繞过每組烘缸。缸面小槽的位置应距紙幅边缘約

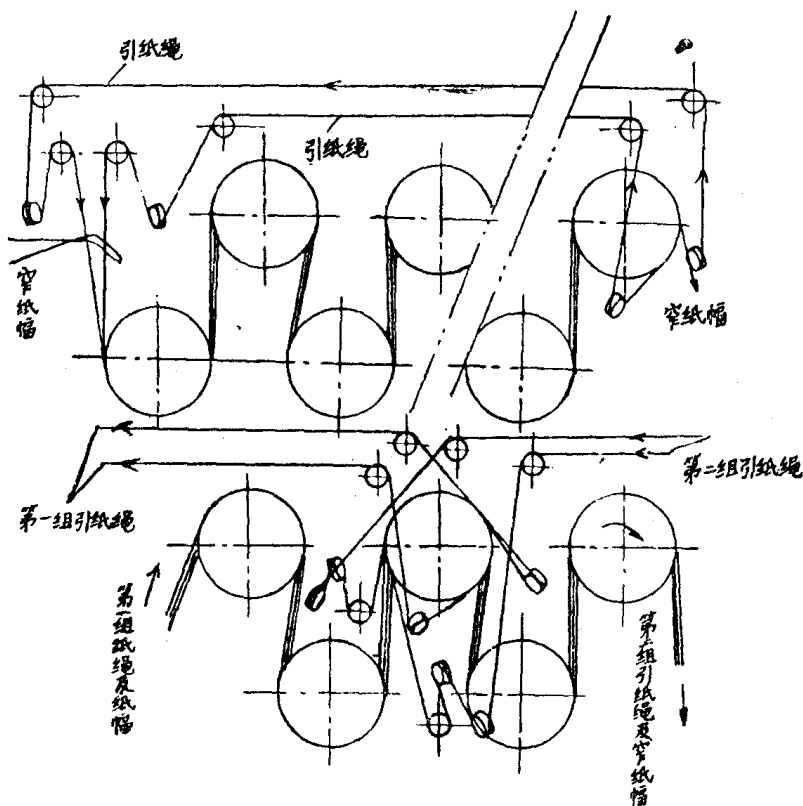


图 6—82 干燥部引紙繩帶紙示意图

100毫米。为制造方便起见，也有在烘缸操作侧的侧盖上安装一个引纸绳用的槽环，而不在烘缸圆筒表面刻小槽。领纸时，以人工操作，或采用5个大气压的压缩空气将50~100毫米宽的纸条吹送到引纸绳上，使其顺着正常生产的路线前进。引纸绳离开最后一个烘缸时，分为两股，将窄纸幅送出或传给下一组引纸绳。

当要将窄纸幅传送到下一组时，后一组的引纸绳应先在前一组最后一个烘缸之前，分别在窄纸幅的两面与前一组的引纸绳一起夹着窄纸幅而一同进入烘缸的引纸槽中。故当第一组的引纸绳经过最后一个烘缸后而与窄纸幅分离时，窄纸幅已被下一组的引纸绳夹牢，并顺着纸张经常的路线前进。领纸完毕后，造纸机进入正常生产；此时，引纸绳应处于松弛的状态。

七、干燥部的检修注意事项

干燥部的整个机构比较大，容易磨损的部件也比较多，因此检修的工作也就比较多。

造纸机干燥部的主要检修工作包括：

(一) 每隔6~12个月需检查烘缸轴承一次，并在必需时更换轴承。

(二) 每隔3~4个月检查烘缸齿轮一次，检查时应小心细致地测量齿的间隙，以判断齿轮被磨损情况。

(三) 每隔3~6个月检查填料函并更换填料。每隔1~2个月定期将填料压盖的螺栓紧一次，有时还需要加添填料。

(四) 每隔12个月检查虹吸管及虹吸管头。

(五) 每隔6~12个月调整烘缸上的刮刀一次。

(六) 每隔6~12个月检查帆布辊的轴承。

(七) 检查并更换汽管上的伸缩器。

(八) 每2~4星期检查水汽分离器一次。

每一台造纸机干燥部的主要备品为：

带盖的烘缸

操作面的烘缸盖	1 ~ 2
传动面的烘缸盖	2 ~ 4
烘缸的轴承（每10个轴承的备品）	2
每一种规格的烘缸传动齿轮	2 ~ 3
进汽头	2 ~ 6 套
排冷凝水的零件	
杓	2 ~ 4
虹吸管	4 ~ 8
刮刀刀刃	3 ~ 8
帆布辊（包括轴承和轴承壳）	4 ~ 8
导纸辊（包括轴承和轴承壳）	1
帆布辊轴承（每安装10个轴承的备品）	2
引纸绳领纸用的绳轮	3 ~ 5
绳轮用的轴承	10

第六节 压 光 机

一、概 述

在造纸机干燥部的后面一般都安装一台压光机（图6—83），以提高纸张的光泽度、平滑度和紧度，并在一定程度上改进纸张厚度的均匀性。在低速和中速的造纸机上，有时在最后三分之一烘缸之前安装一台双辊半干压光机（图6—84）。纸幅在70~80%干度的情况下通过压光机，可以得到较大的紧度。但是，纸张的水分过高，领纸有困难，且常会引起断头，因此，只有在迁就特殊要求的情况下才使用半干压光机。

压光机是由3~8个辊子组成。下辊是主动辊，其余各辊借赖彼此间的摩擦而转动。压光机安装辊子的数量取决于生产的纸种。在中速和低速纸机上，多用6辊压光机；对薄页纸也有用3~5个辊的；新闻纸的生产则多采用8个压光辊，甚至9~10

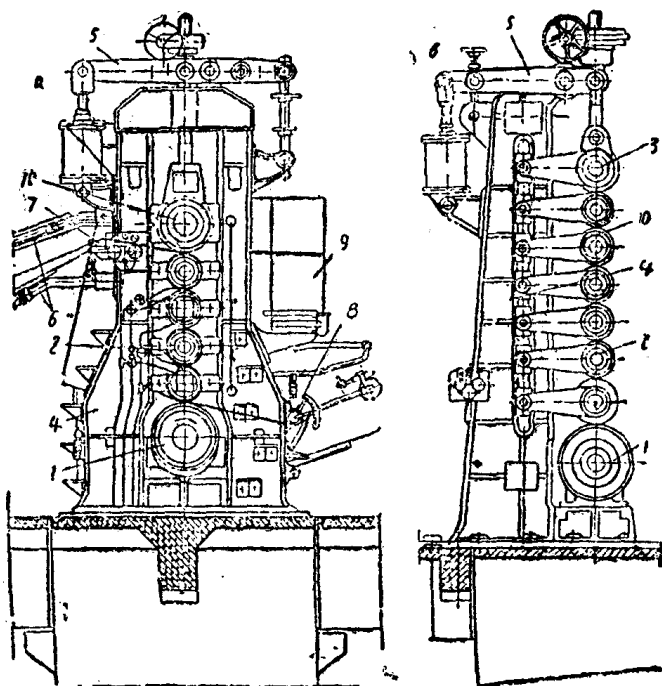


图 6—83 压光机

a—双侧机架压光机；b—单侧架压光机

1—压光机的下辊；2—中辊；3—上辊；4—机架；5—加压和提升机构；6—风动锁纸；7—进入压光机前的弧形展纸轴；8—卷取机前的弧形展纸轴；9—操作走台；10—中辊和上辊轴承的拉杆

个。

在压光机上，纸张进入辊子处的前面，装有一个固定的凸形舒展管。这个舒展管是为了避免纸张进入压光机时产生折子。

压光机各辊间的线压力是由它本身重量造成的，很少另行加压。使用6辊压光机时，底辊和第二辊（由下往上计）之间的线压力， $q=50\sim60$ 公斤/厘米；使用8辊压光机时，则 $q=70\sim80$ 公斤/厘米。

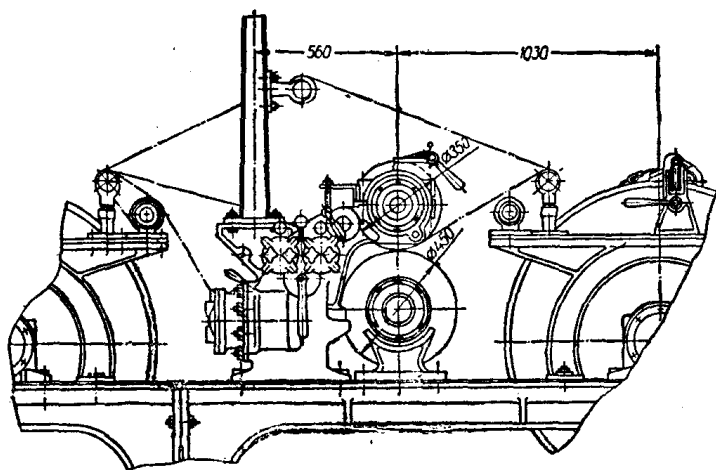


图 6—84 半干压光机

二、压光机的机架

在压光机的工作过程中，往往由于采用风动领纸等原因，常有纸团从两个辊子之间通过，使其上各个辊子升高 $0.5\sim 1.5$ 毫米，当纸团离开两辊之间时，则各个辊子又会跌落到原来位置，致使整个压光机蒙受着较重的冲击负荷。因此，在计算压光机的压光辊、轴承、机架和基础时，应考虑到此项较静负荷高出 $3\sim 3.5$ 倍的动力负荷。

压光机的机架必须具有足够的刚度，以适应其高度较大（达 $4\sim 5$ 米）和负荷较大的情况。压光机机架在结构上可分为双侧机架（图6—83a）和单侧机架（图6—83b）两种。在双侧机架的中央设有一道导轨，以供安装各个压光辊的轴承。单侧机架的构造和超级压光机的相同；在其机体的中间有一垂直导轨，导轨内设有与上辊和中间辊数量相同的滑块。压光辊是安装在机架外面，底辊轴承直接安装在机架的底座上，中间各辊和上辊的轴承则利用拉杆和导轨中的每一滑块联结起来，以固定各个辊子的位置。

单侧机架具有更換压光輥既快且方便的优点，但其刚度較小。

压光机机架用鑄鉄制成，机架的断面作成密閉盒形；具有較高的刚度。有些压光机已开始采用型钢焊接的机架，以其重量輕而刚度較大。

三、压光輥的构造

压光輥是与軸頸一同鑄成冷鋼鑄輥。在宽度超过5000毫米的压光机上，已有使用外层經過淬硬的鋼質輥。制造压光輥的冷鑄鉄的成分为：碳3.6%，硅0.6%，錳0.3%，硫低于0.15%，磷0.6%。也有采用合金鑄鉄制成压光輥的，其成分为：碳3.25~3.4%，硅0.5~0.7%，錳1.25%，磷0.05%，鉻1.0%，鎳3.5~4.5%。压光輥的工作部分是在金属冷硬鑄模中制造的。由于鑄造时鉄水的热量急剧地为冷硬鑄模所吸收，使輥子的表面生成一层厚約20~30毫米、具有很高的耐磨性的冷鋼层。冷硬部分的硬度应不少于洛氏57~61°。應該注意到，压光輥的軸頸不許采用冷硬处理，否則将会增加其脆性。压光輥的錐度不应超过0.001~0.002毫米/米輥长。

压光輥具有直径为40~60毫米的貫通鉆孔，以便在必要时通入3~6个表压的蒸汽，加热輥面，以适应紙張水分过高时的操作要求。或通入冷水，以冷却輥面，消除压光輥之間由于摩擦作用而产生的热能。

为消除压光操作所产生的热量，又有采用吹风法。冷风由送风机（压力130~150毫米水柱，风量按每米机寬3000~4000米³/时考虑）供給。冷风主管可埋設在压光机下部的基礎中，然后沿压光輥全长向地面伸出若干个吹风头，每个吹风头正对底輥中心綫，且均可轉动其吹风方向，并用蝶形閥以調节风量。此种吹风法不但能排除压光时产生的热量，而且还可以利用几个吹风头集中向底輥的局部范围吹风，以改变此一部分的温度，从而使此部分的直径略有改变，以弥补底輥中高的局部微小誤差。

底輥直径最大，頂輥直径次之，而各个中間輥則采用相同的直径。在頂輥沒有附加压力的情况下，只有底輥是中高輥；如頂輥有附加压力，則頂輥也有中高，而且又要求頂輥具有足够的刚度。底輥直径应根据其刚度要求来决定；其相对挠度一般不应超过 $\frac{1}{5000} \sim \frac{1}{20000}$ 。压光輥的中高要求是很严格的；如中高和挠度发生不符，显然是会影响压光操作的。

底輥的規格可根据表 6—7 所列經驗公式求得，然后再根据輥子的計算方法核算其强度与刚度。

表 6—8 所示为 2500 毫米和 4200 毫米寬压光机的压光輥規格，可供参考。

表 6—7 压光机底輥規格計算公式

造 紙 机 寬 度 (毫米)	压光机底輥直径 D_H (毫米)	压光机底輥寬度 L_H (毫米)
< 2,600	$D_H = 0.135s + 100$	—
2,600 ~ 4,200	$D_H = 0.12s + 200$	—
> 4,200	$D_H = 0.062s + 450$	—
< 3,900	—	$L_H = S - 150$
> 3,900	—	$L_H = S - 200$

注：S—銅网寬度，毫米。

表 6—8 压光机的压光輥規格

压 光 輥 名 称	造紙机寬度 (毫米)		造紙机寬度 (毫米)	
	2,500	4,200	2,500	4,200
	压光輥直径 (毫米)		压光輥寬度 (毫米)	
底 輥	500	760	2,700	4,400
中 間 輥	300	400	2,700	4,400
頂 輥	400	600	2,700	4,400

当压光机停机时，必須將全部压光輥（底輥除外）抬起，否則將會在各個輥子的接觸面發生殘余變形。為此，壓光機均設置有提升裝置。提升裝置與頂輥軸承相聯，同時又用螺桿將各個輥子的軸承聯結起來。在各個軸承的下部都有螺母。妥善調整螺母的位置，可以在按順序逐根抬起輥子後，使各個輥子間具有3~5毫米的間隙。

壓光機很少採用加壓裝置。附有加壓裝置的壓光機，其加壓裝置在結構上與超級壓光機所用者相同。關於加壓裝置的結構，將在敘述超級壓光機時再說明。

應該指出，近年來，在某些新式造紙機上已開始使用中固輥型式的底輥，其 $\beta=0$ ，因此輥子的兩端不因綫壓力的變化而發生彎曲。中固輥型式的底輥不需要中高，因此可以磨光成為圓筒形。

壓光機過去多採用滑動軸承。近年來，則已逐漸使用裝有循環潤滑系統的球面滾柱軸承。但由於壓光機的衝擊負荷很大，底輥仍然以採用滑動軸承為宜。

四、壓光輥的計算

在一般工作情況下，底輥的總負荷為：

$$Q_B = \Sigma G_{1-n} + P \text{ 公斤} \quad (6-101)$$

式中 ΣG_{1-n} ——各個輥子（底輥除外）的總重量，公斤；
 P ——附加壓力，公斤。

如底輥已有合適的中高，則中間各輥的垂直面上不受彎曲應力。只在有附加壓力時，頂輥及其軸承才在垂直面上承擔附加壓力。

壓光機的輥子和軸承在水平面上都蒙受一定的負荷，最大的負荷發生在第二輥的水平面上。由於輥子被紙張包圍 180° （如圖6—85所示），因此紙張的拉力合力（ $2qb$ ）和圓周力 T_{2-n} 、 T_{3-n} 在水平面上作用於第二輥，即

$$Q_2 = 2qb + T_{2-n} + T_{3-n}$$

公斤 (6-102)

式中

q ——紙張的綫拉力，
通常 $q = 0.3 \sim 0.5$ 公斤/厘米；

b ——紙張寬度，毫米；

T_{2-n} ——第一輥驅動第二輥時的圓周力，公斤；

T_{3-n} ——第二輥克服第三輥以上各輥阻力時的圓周力，公斤。

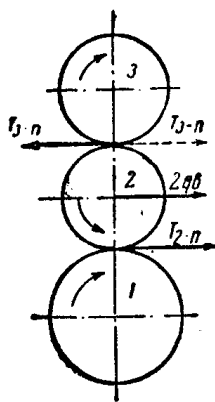


图 6-85 压光棍在水平面上的負荷簡图

在領紙过程中，由于有紙团进入各个輥子間而將輥子抬起；紙团通过輥子后，輥子又落下，此时其动能均由底輥承受。在这种情况下底輥产生的弯曲应力等于：

$$\sigma_k = k_k \sigma \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (6-103)$$

式中 σ ——在正常工作中产生的靜力弯曲应力，公斤/厘米²；

k_k ——动負荷系数。

如不計底輥的質量，則：

$$k_k = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f}} \quad (6-104)$$

式中 h ——紙团將輥子提升的高度，毫米；通常采用 $h = 0.1 \sim 0.15$ 厘米；

f ——底輥在靜力情况下产生的撓度，厘米。

在 $h = 0.1 \sim 0.15$ 厘米时，动負荷系数約为 $3.0 \sim 3.5$ 。

此外还应核算底輥軸頸的韌性（彈能）。假設压光机的撞击是由操作面和传动面两个軸承平均負担，則撞击韌性 a_k 等于：

$$a_k = \frac{\Sigma G_{2-n} h}{2\pi \frac{d_n^2}{4}} = \frac{2\Sigma G_{2-n} h}{\pi d_n^2} \text{ 公斤} \cdot \text{米} / \text{厘米}^2$$

(6—105)

式中 ΣG_{2-n} ——由第二輥到頂輥（包括軸承的重量）的總重量，公斤；

d_n ——軸頸的直徑，厘米。

質量好的鑄鐵，其強度極限相當於撞擊韌性 $a_k = 0.3 \sim 0.4$ 公斤·米/厘米²。撞擊韌性的實際數值應該為其極限值的 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}$ 左右。

五、壓光輥的刮刀

在壓光機的各個壓光輥上都裝有刮刀，其結構基本上與造紙機所用刮刀相同。過去，壓光輥的刮刀多安裝在機架上；近年來則趨向於把刮刀裝置在軸承上。壓光輥使用日久都要經過磨光，其直徑會有所改變；將刮刀安裝在軸承上，則不會因壓光輥直徑的變動，而影響到刮刀和輥子的相對位置。這就是刮刀安裝在軸承上的優點。

刮刀對輥子的綫壓力應經常維持在 $0.1 \sim 0.3$ 公斤/厘米左右。為調整刮刀的綫壓力，可在刮刀上裝設彈簧。壓光輥的刮刀一般都能沿輥面作軸向往復運動。此外，除底輥刮刀外，其他各個輥子的刮刀都可以同時移開，或單獨移開輥面。

刮刀的質量對壓光輥的使用壽命有直接影響。刮刀的刀刃一般採用 y8 或 y10 號鋼製成，其硬度應為布氏硬度 $150 \sim 170^\circ$ 。如壓光機車速在 150 米/分以下，且在工作中產生熱量不大時，也可考慮採用布質層積塑料製成的刮刀。近年來，又有採用刀刃厚度極薄（ $0.5 \sim 0.6$ 毫米）、而富有彈性的鋼質刮刀，以獲得均勻的綫壓力。

六、压光机的检修注意事项

輥子工作部分的表面应經過磨光，輥子磨光是定期进行的，两次磨光的間隔時間决定于压光机的車速和各輥間的綫压力。当車速超过300米/分时，上輥和中間輥每經2~4个月要磨光一次；底輥8~12个月磨光一次；車速低于300米/分时，上輥和中間輥6~12个月磨光一次；底輥則12~24个月才磨一次。

压光机主要的检修工作就是換輥。即將已磨好的輥子更換表面已磨損的輥子。被換下的輥子通常在磨床上磨去一层0.1~0.3毫米厚的金属表面后，仍可再次使用。如果一台压光机有两套冷硬层厚度为20~30毫米的压光輥，就可以使用30~60年。

在低速压光机上，除底輥外的全部輥子都是同时更換的，底輥則換得較少。高速压光机的輥子都是个别更換的；由于上部各輥在領紙时磨損很大，故換得較為頻繁。換一套輥子所需的時間决定于机架的結構和起重机的升举速度，通常約为6~10小时。

在更換压光輥时要检查各个輥子的軸承，必要时也应同时更換軸承。此外还要更換和調整刮刀，并检查加压和提升裝置。

每台压光机应具有下列备品：

压光輥	1套
各种規格的軸承	各2个
刮刀的刀刃	2套

在生产中还要經常校正对准刮刀，以防輥子发生局部磨損。

第七节 卷紙机

一、卷紙机的类型

卷紙机安装在造紙机或紙板机的最末端，將紙張或紙板卷成卷筒。卷紙机主要有軸式卷紙机和輥筒式卷紙机两种。大多数造

紙机都采用輓筒式卷紙机。而軸式卷紙机則仅用于少数車速在150米/分以下的造紙机和紙板机。此外，某些紙張的生产又要求在造紙机上將紙幅分裁成兩卷以上的卷筒紙，則又可使用軸式卷紙机。

(一) 軸式卷紙机 如图6—86所示，在一个直立的鑄鉄机

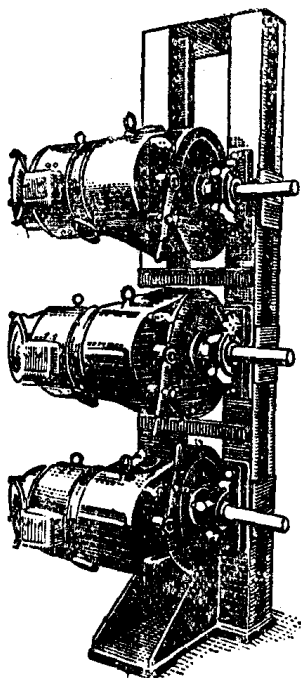


图6—86 电动軸式卷紙机

架上，装有2~3个卷紙輓。卷紙輓是由电动机通过摩擦离合器直接驅动。在卷紙过程中，紙卷直径不断地增大；为保证紙卷的卷取質量，必須不断地改变卷紙輓的轉速，以获得稳定的綫速度。为此，摩擦离合器应带有掣动装置。掣动装置一般是采用手动調节的滑动惰輪或水力系統。近年来，則又广泛地采用直流电动机或整流子交流电动机代替摩擦离合器，以带动卷紙輓。

(二) 輓筒式卷紙机 如图6—87所示，輓筒卷紙机是由冷缸1构成，紙卷压在冷缸上面。冷缸的兩側設有一对領紙支杆。冷缸为主动圓筒，其綫速度与造紙機車速相同。

开始領紙时，先将卷紙輓放在領紙支杆上，然后再將紙幅卷在卷紙輓上；当紙层厚度达到50~70毫米左右，即轉动手輪8，將纏有紙卷的卷紙輓轉移到工作支杆上，繼續进行卷紙。

当工作支杆上的紙卷已达到一定規格时，即可利用放置在領紙支杆上的另一根卷紙輓重新領紙。領紙用的卷紙輓軸头上結有一根引紙棉綫；当卷紙輓和冷缸表面接触时，棉綫即纏在卷紙輓

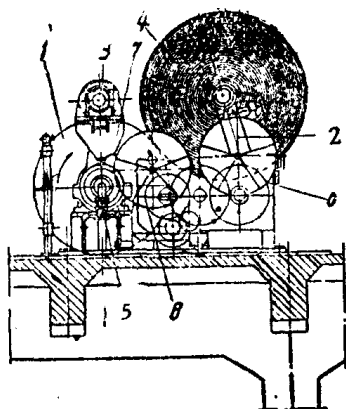


图 6—87 辊筒式卷纸机

1—卷纸冷缸；2—工作支杆；3—卷纸辊；4—纸卷；5—冷却冷缸的供水管；6—撤取纸卷的手轮；7—领纸用支杆；8—把纸卷从领纸支杆移到工作支杆上的手轮

上，此时应迅速地将棉线由纸幅下面移到传动侧，其结果是将纸幅切断，并将纸幅卷在领纸用的卷纸辊上。转动手轮6，即可使纸卷离开冷缸，然后用起重机将纸卷卸下。由于领纸支杆位于工作支杆的后面（即靠近烘缸），领纸时是很方便的。

二、卷纸机的主要构件

（一）冷缸 冷缸用铸铁制成，其直径一般为1100~1250毫米，在结构上与烘缸近似。冷缸安装在滚动轴承上，由造纸机传动部带动。纸张与冷缸的包角一般为70~80°。为减少纸张的静电，并为降低冷缸表面温度，可往冷缸内通入冷水。事实上，冷缸内经常保持小半缸冷水，并由虹吸管排出冷水。在生产较高级纸张的造纸机上，冷缸表面包有铜皮。此外，为保持缸面的清洁，冷缸上装有刮刀。

（二）调压机构 在卷纸过程中，由于纸卷直径的不断增大，因此，纸卷的重量和支杆所处的角度不断地改变，从而使纸

卷压在冷缸上的綫压力也随而改变。开始时，綫压力随紙卷直径的增大而增加，但达到最高点时，則又下降（图 6—88）。为保证紙卷获得均匀紧度，应維持一定的綫压力，使其經常保持在 1.0~1.3 公斤/厘米左右。

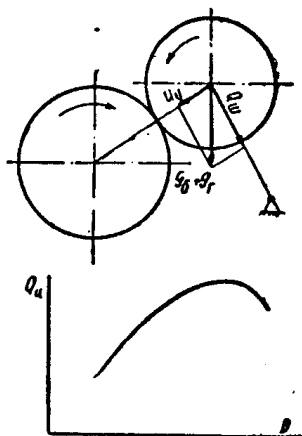


图 6—88 重量負荷图解以及紙筒和冷缸間的綫压力变化曲綫图

为保持稳定的綫压力，可利用重錘减压进行調节。重錘是安置在一个可随紙卷直径改变而轉动的凸輪上。当凸輪轉动时，重錘和凸輪轉軸的水平距离便随着改变，使平衡紙卷压力的力矩产生变化，从而保证綫压力大致不变。

在近代化的造紙机上多采用有气动加压和卸开紙卷裝置的卷紙机（图 6—89）。当新紙卷的紙层达到 50~70 毫米时，就自动地开启气門，而將紙卷移到装在傾斜軌道上的另一对支座上。如果軌道的傾斜角恰等于支座和軌面間的摩擦角，則紙卷和冷缸間的压力为零。此时可利用气缸的活塞將紙卷压向冷缸，只需調整压缩空气的压力，便能得到各种稳定的綫压力。在紙卷达到規定的規格，气缸又能把它从冷缸上移开，再利用起重机將其移离卷紙机。

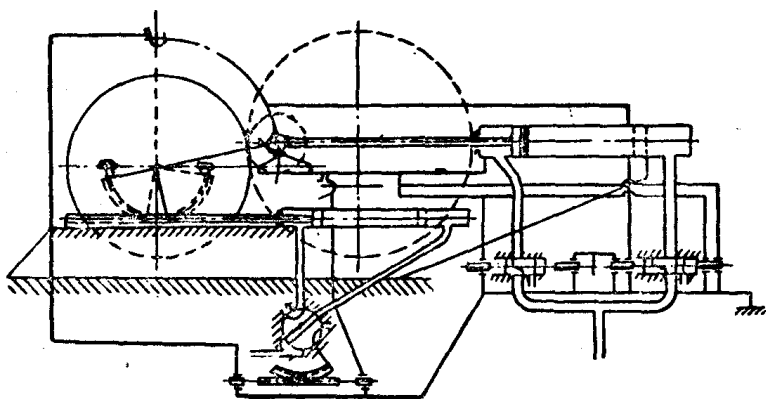


图 6—89 气动式辊筒卷纸机

(三) 卷纸辊 卷纸辊为管式辊，其直径根据造纸机宽度而定。当造纸机宽度为2520毫米时，可采用150~250毫米的卷纸辊；宽度大于4200毫米时，则辊径为350~400毫米。选择辊径时，必须考虑到其重量能在冷缸上形成1公斤/厘米左右的线压力。

三、卷纸机的检修注意事项

辊筒式卷纸机的经常检修工作包括：调整刮刀，检查卷纸机的轴承和卷纸辊。

在安装有摩擦离合器的轴式卷纸机上，每隔2~3个月要换一次摩擦盘之间的衬垫，并同时检查轴承。

卷纸机的必要备品包括：

(一) 辊筒式卷纸机：

卷纸机冷缸轴承	2个
卷纸辊轴承	2~3套
刮刀的刀刃	1把

(二) 轴式卷纸机（带摩擦离合器）

皮带轮轴承	2个
-------	----

卷紙輥軸承	4 个
衬垫	4 个
弹簧	2 个

为保证造纸机能正常运转，最少要有 8~12 个卷纸辊，否则在复卷机、纵切机和超级压光机停机时，将会因缺乏卷纸辊而影响造纸机的生产。

第八节 造纸机的传动

一、概 述

造纸机的传动机构型式和工作情况，与造纸机的型式、生产品种、产量和质量都有很大的关系。

长网造纸机的主要传动部分为下伏辊（或真空伏辊）、下压榨辊、烘缸（通常分为若干组）、压光机底辊和卷纸机冷缸等。各台造纸机的压榨部和干燥部的分组情况不一样，因此全部传动机构约为 8~12 组。纸板机的传动组数可能略为少些，亦视其采用压榨组数及干燥组数而定。单圆网单烘缸造纸机或单圆网双烘缸造纸机则一般只有 3~5 组传动，包括下压榨辊、烘缸和卷纸机冷缸，个别造纸机的圆网筒也是主传动。

为适应纸张重量的变动、以及操作条件（例如打浆度、配比、造纸机的运行情况等）的变化，有时需要改变造纸机的车速。即使是在生产同一种纸张时，也应该有 10~15% 的调节范围，使生产操作有一定的灵活性。为此，造纸机的传动机构必须保证能在较大范围内均匀地调整造纸机的速度。例如，生产品种较为单一的造纸机（例如新闻纸机）的车速应能在 $i=1:2$ 的范围内调节；而生产印刷纸和书写纸的造纸机，则 $i=1:2\sim3$ ，生产特种工业用纸和高级纸张的造纸机，则 $i=1:3\sim5$ 。

在实际生产过程中，纸张发生纵向延伸或收缩，因此各部分的相对速度必须相应地变动，以维持纸幅的一定张力。纸幅纵

拉力过小，将会影响成紙的质量；綫拉力过大，則又会引致“断头”。为保証稳定的車速以及生产的正常化，传动机构的設計必須符合这些要求。通常，造紙机各部分的車速是逐漸加大的，其增大的幅度視生产品种而定。

表6—9所列為生产几种紙張的造紙机的速比情况。表中所列数据是以干燥部为100%，同时又假定干燥部各組传动的速度是相同的（实际情况并不是这样）。由表可見，在压光机和卷紙机处，紙幅的縱向伸縮率較小；因此，在設計工作中，一般是利用錐形皮带輪等变速机构，以調节压光机和卷紙机的速度。

表 6—9 造紙机各部分的速比

各部分的名称	各 部 分 的 速 度 %	
	粘狀漿制的紙 (电容器紙、仿羊皮紙等)	书 写 紙 和 印 刷 紙
伏 輥	89~91	94~95.5
第 一 压 榨	94~95	96~97
第 二 压 榨	97~98	97.5~98
第 三 压 榨	98.5~99	98.5~99
干 燥 部	100	100
压 光 机	100.05~100.15	100.05~100.15
卷 紙 机	100.1~100.3	100.1~100.3

設計造紙机传动裝置时，必須保証获得稳定的車速，最好能設法使其維持在 $\pm 0.5 \sim 1.0\%$ 的范围内。

考虑到压榨輥和压光輥經過多次磨光后，其直径会逐漸略为减小；因此这些部分的传动机构应具有較大的变动幅度，以适应这个情况。

在实际生产中，往往需要检查銅网、毛布和帆布，以便发现与糾正某些缺陷。进行此项检查工作時，則又要求进行局部空运转，而且要求車速在20~30米/分。但一般传动机构均不允許在長時間內作低速运转，否則将会引起传动机构的部件磨損；因此，

检查工作应尽量在15~30分鐘內完成。

一般造紙机均采用单电动机或多电动机传动。选用电动机有直流电动机，也有整流子交流电动机；少数造紙机（特别是小型的圓网造紙机）則又采用定速交流电动机。最好是选用直流电动机；直流电动机的轉速可以在較大範圍內变动，有利于較大幅度的車速的調节。定速交流电动机的使用只有依靠传动机构的錐形皮帶輪或其它調速机构进行有限的車速調节。

二、单电动机传动

单电动机传动主要可分为平行軸传动、縱軸传动和用三角皮帶无級变速机构的地軸传动等型式。

（一）平行軸传动机构 如图6—90所示。电动机利用平行于造紙机的皮帶驅動主軸，通过中間副軸以及錐形皮帶輪，带动传动軸。传动軸則以离合器和各个主动輥或齒輪連接着。在操作中，可借賴离合器，驅使造紙机各个部分運轉，也可使其局部運轉。变动直流电动机的轉速，即可改变造紙机的車速。利用螺杆和鏈条传动操縱皮帶叉，則又可拨动錐形皮帶輪上的皮帶位置，以調整各部分的速比。

平行軸传动机构多采用滑块式摩擦离合器（图6—91）。当滑块被压向固定于机軸上的外輪鼓表面时，机軸即隨着轉軸一起轉动。利用杠杆使軸套向传动部移动，即可放松十字架的弹簧，主动輥或齒輪就不会隨着轉軸而轉动。

也有采用多圓盘式摩擦离合器的。这种离合器是采用电磁或气动方式作远距离操縱，使离合器接上或分开。

平行軸传动机构的主要缺点是：占地面积較大，圓周速度較小，需要較寬的皮帶和皮帶輪；且传动效率較低，一般只有60%左右。

（二）縱軸传动机构 如图6—92所示。順着造紙机安装一根主軸。电动机（600~750轉/分）直接与主軸联接。或通过皮帶

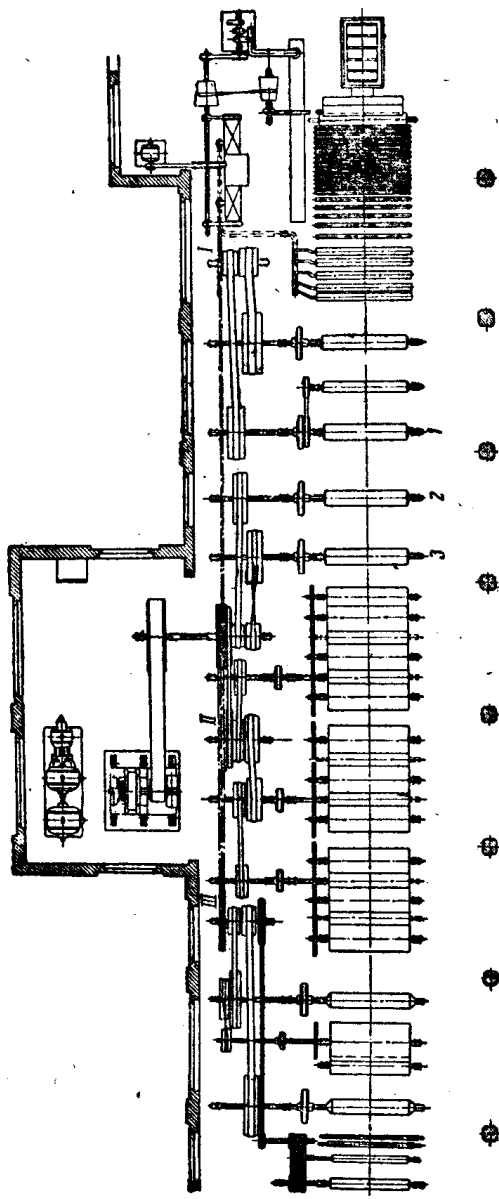


图 6—90 平行轴传动机构

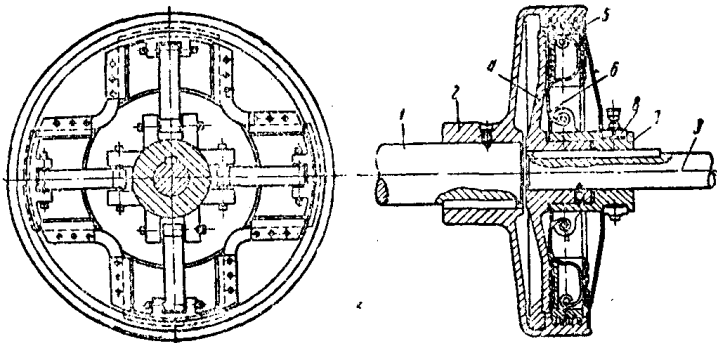


图 6—91 滑块式摩擦离合器

- 1—机轴；2—外轮鼓；3—传动轴；4—十字架；5—滑块；
6—弹簧；7—连接离合器的轴套；8—移动轴套的杠杆

輪与主軸联接，此时主軸的轉速最好是在每分鐘 350 轉以內，然后通过錐形皮帶輪和傘齒輪、或蝸輪減速机，驅動各个传动部分。离合器通常是安装在減速机的前面；由減速箱引出的传动軸用联轴节与机軸联接。縱軸传动机构的結構简单，传动效率可达 65%，且又具有較大的适应范围，是其主要优点。

(三) 三角皮帶无級变速机构的地軸传动 其装置方法与縱軸传动机构略同，也是順着造紙机在地面上安装一根主軸。通常是将主軸分为左右两段，分別以固定联轴节与电动机通軸的两端直接联接起来（采用的直流电动机必須具有两端出头的通軸）。在主軸和減速机之間，用无級变速的三角皮帶輪（图 6—93）联接起来。三角皮帶輪的調整机构是由大小軸承盒构成。小軸承盒內的滾动軸承內环是固定在軸套上，利用鏈条轉动小軸承盒，即可应用螺紋的回轉，而使帶有螺母的大軸承盒作軸向移动。大軸承盒固定在一个支架上，只能作軸向移动，不能作回轉运动。大軸承盒內的滾动軸承內环則固定在三角皮帶輪側板的套管上。側板又与同一斜面的其他側板用螺栓紧固，并与另一組在相反斜面的側板构成若干个三角皮帶槽。由于大軸承盒的移动，即可改变

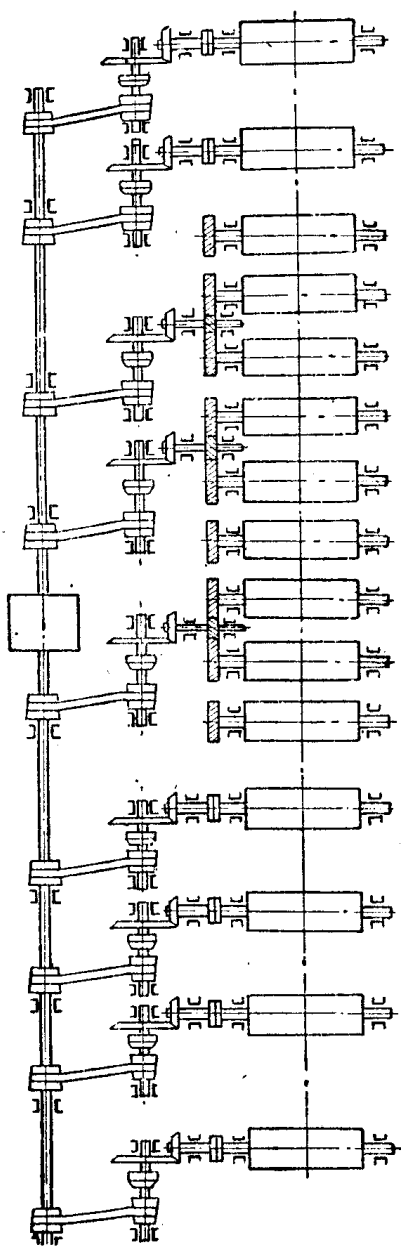


图 6—92 縱軸传动机构

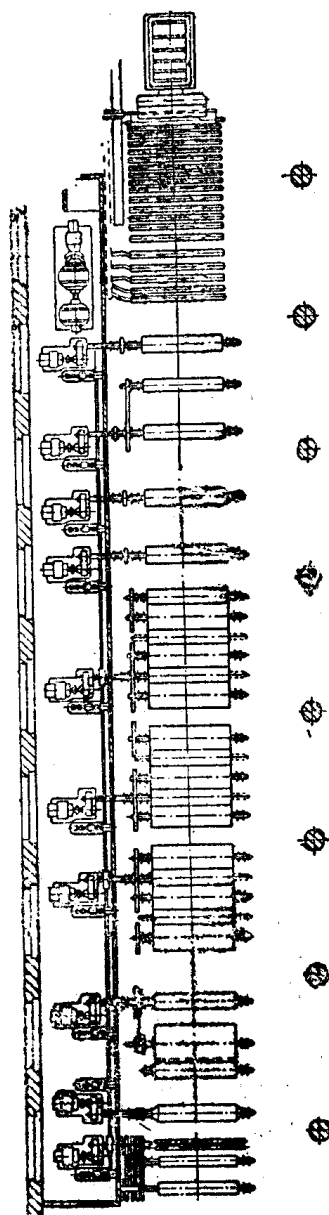


图 6—94 多电动机传动机构

兩組側板間的距離，從而改變三角皮帶槽的寬度，亦即改變皮帶在其上的相當直徑。如是，則造紙機主動輥的轉速亦隨之變動，以達調整速度之目的。

在改變三角皮帶輪的相當直徑時，為保持一定的皮帶周長，可在皮帶上裝設一個壓角輪，以保證皮帶經常維持穩定的張力。

三角皮帶無級變速機構的地軸傳動的優點：有較大的速度調整範圍；有高度的調整靈敏性能；佔地面積較小；造價較低；傳動效率較高，一般可達80%左右。但其結構較複雜，經常維修費用較高。

三、多電動機傳動

近代造紙機多已趨向於採用多電動機傳動（圖6—94），即在造紙機的各個主動輥上配置有單獨的電動機。電動機直接通過減速機與主動輥聯接；通常是採用彈性聯軸節使主動輥軸頸與減速機相連，以補償振動負荷。

多電動機傳動機構比舊式的單電動機傳動機構有很多優點，主要為：

1. 能容易地、準確地調整和保持規定的車速；
2. 傳動效率比一般單電動機傳動機構為高，達71%左右；
3. 由於傳動部沒有皮帶，故看管方便而且安全；
4. 佔地面積較小；
5. 各個部分的起動較為容易，而且簡便，只要一按電鈕或轉動操作面的手柄就可開動；並可利用“中央控制台”在遠距離調整和控制各部分的速度；
6. 能利用測量儀器觀察各部分動力的消耗情況；亦即可以從動力消耗的增減變化中，及時發現運轉中的問題。

新式造紙機的減速機已有採用由鉻鋼制成的斜齒或人字齒的圓柱形齒輪，齒部都經過打磨和淬火硬化，以增加其使用壽命至5~8年以上。

四、造紙机的功率

造紙机所需功率都消耗于克服各部位的摩擦阻力，包括在軸承中軸与軸承間的滑动或滚动摩擦、銅网在吸水箱上的摩擦、真空輥中真空匣密封物和圓筒內壁間的摩擦、輥子与輥子間的滚动摩擦、烘缸进汽头密封的摩擦等。造紙机所需的功率和造紙机的速度和特征（寬度、軸承負荷、軸承型式、軸頸直径等）有关。造紙机的功率又与其操作条件有关，例如，吸水箱和真空輥的真空度、压榨輥和压光輥間的綫压力、以及軸承摩擦系数等。

估算造紙机的功率消耗的方法主要有測定法和牵引力分析計算法两种。

（一）測定法 亦即統計法。根据各种寬度的造紙机在不同車速的工作情况下，測定其实际消耗的功率。蒐集这方面的有关資料，加以分析統計，定出各种寬度造紙机在 1 米/分的車速时所需的功率，作为估算造紙机所需功率的依据，即：

$$N = N_0 R v \quad \text{馬力}$$

$$\text{或} \quad N = 0.736 N_0 R v \quad \text{千瓦} \quad (6-106)$$

式中 N ——造紙机所需功率，馬力或千瓦；

N_0 ——当車速为 1 米/分时，同一寬度的造紙机所需的功率，馬力/米/分； N_0 可由表 6—10 查出；

v ——造紙机車速，米/分；

R ——速度相对值，由图 6—95 查出。

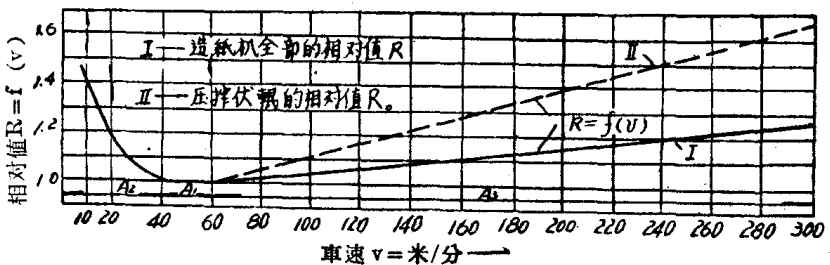


图 6—95 速度相对值曲线图

表 6—10 各种机宽的造纸机当车速为1米/分时所消耗的功率

机 械 种 类	中 等 车 速 的 造 纸 机											高速造纸机 (铜网鼓长, 操作真空度较高)			
	1,600	1,800	2,100	2,400	2,600	2,800	3,000	3,200	3,600	3,900	4,800	5,500			
机 宽 (毫米)															
普通伏辊 (馬力)	0.115	0.13	0.155	0.18	0.20	0.215	0.23	0.25	0.255	0.276	0.325	0.3			
第一压榨辊 (包括毛布压榨辊) (馬力)	0.06	0.17	0.085	0.095	0.105	0.115	0.125	0.135	0.14	0.15	0.20	0.25			
第二压榨辊 (馬力)	0.055	0.06	0.067	0.074	0.078	0.083	0.087	0.092	0.10	0.105	0.13	0.15			
第三压榨辊 (馬力)	0.05	0.065	0.075	0.08	0.085	0.09	0.095	0.10	0.11	0.118	0.15	0.16			
对烘缸径10米 (包括毛布干燥器) (馬力)	0.065	0.065	0.065	0.055	0.068	0.07	0.07	0.08	0.085	0.09	0.10	0.10			
光泽辊 (馬力)	0.055	0.05	0.067	0.074	0.078	0.083	0.087	0.092	0.10	0.105	0.13	0.145			
5~6辊的压光机 (馬力)	0.085	0.095	0.115	0.132	0.145	0.156	0.167	0.18	0.20	0.222	0.28	0.33			
包 括 传 动												局部传动装置, 圆筒式卷纸机			
卷 纸 机	0.07	0.076	0.08	0.095	0.101	0.107	0.113	0.12	0.035	0.038	0.04	0.044	0.0948		

(二) 牽引力分析計算法 牽引力分析計算法是对造紙机各处的实际功率消耗情况, 分別根据其受力的具体情况与要求, 加以分析。如前所述, 造紙机的功率消耗主要是用于克服各个部分的摩擦阻力。茲就主要的部分叙述如次。

1. 克服軸承的摩擦力所需的功率为:

$$N_1 = \frac{F_{rp} v_n}{60 \times 102} \quad \text{千瓦} \quad (6-107)$$

式中 F_{rp} ——軸頸和軸承間的摩擦力, 公斤;

v_n ——軸頸的圓周速度, 米/分。

而 $F_{rp} = \mu Q$ 公斤

式中 Q ——軸承的总負荷, 公斤;

μ ——軸頸和軸承間的摩擦系数。

因此, 上式又可写为:

$$N_1 = \frac{\mu Q v_n}{60 \times 102} \quad \text{千瓦} \quad (6-108)$$

各个传动部分的軸頸直径是不同的, 其圓周速度也就不相同。采用上式进行計算, 則必須根据各个传动部分的具体情况, 分別計算, 再求得共总和。

为簡化計算起见, 可利用造紙机各个传动組的工作速度基本相同的特点, 将所有作用力都轉化为各个輥子工作部分的圓周力 (即牽引力), 即:

$$T_1 = \mu Q \frac{d}{D} \quad \text{公斤} \quad (6-109)$$

式中 d ——軸頸直径, 毫米;

D ——輥子工作部分的直径, 毫米 (在干燥部計算烘缸时, 則采用烘缸直径)。

因此, 克服軸承中的摩擦力所需的功率为:

$$N_1 = \frac{T_1 v}{60 \times 102} \quad \text{千瓦} \quad (6-110)$$

式中 v ——輥子的圓周速度，即造紙机各部分的車速，
米/分。

而，在同一傳動組中，克服各个輥子的軸承中的摩擦力所需功率則為：

$$N'_1 = \frac{\sum T_1 v}{60 \times 102} \quad (6-111)$$

摩擦系数的大小取决于軸承的結構型式、負荷情况、潤滑情况（潤滑油种类和温度）等。如采用滾動軸承，一般可取 $\mu = 0.01 \sim 0.02$ ；滾珠軸承一般可取用低值，滾柱軸承可采用高值。而采用帶油环潤滑的滑动軸承时，可取 $\mu = 0.03 \sim 0.04$ 。

2. 为計算两个輥子之間的滾動摩擦所消耗的功率，可根据上下輥子的动力矩等于滾動阻力矩的概念，求得两輥間的牽引力，再計算功率消耗。

下輥的滾動阻力矩为：

$$M_{nc} = K Q_n \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

式中 Q_n ——两輥間的壓力，公斤；

K ——滾動摩擦系数，厘米。

当加于下輥的牽引力以克服两輥間的滾動摩擦为 T_n 时，其动力矩为：

$$M_{nd} = T_n \frac{D_n}{2} \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

式中 D_n ——下輥直径，厘米。

由于阻力矩与动力矩相等，故：

$$K Q_n = T_n \frac{D_n}{2}$$

$$\text{即} \quad T_n = \frac{2K Q_n}{D_n} \text{ 公斤} \quad (6-112)$$

以同法推論，上輥的力矩应为：

$$M_{nc} = K Q_n, \quad M_{nd} = T_n \frac{D_n}{2}, \quad K Q_n = T_n \frac{D_n}{2}$$

$$T_B = \frac{2KQ_n}{D_B} \quad (6-113)$$

式中 D_B ——上輥直径，厘米；

T_B ——为克服两輥間的摩擦而加于上輥的牵引力，公斤。

因此，为克服两輥間的摩擦而加于上下輥的总牵引力 T_2 为：

$$T_2 = T_n + T_B = 2KQ_n \left(\frac{1}{D_n} + \frac{1}{D_B} \right) \text{公斤} \quad (6-114)$$

滚动摩擦系数 K 决定于两个輥子的硬度，以及毛布和纸张厚度。对具有包胶下輥的压榨輥来说， $K=0.07\sim0.16$ 厘米，视橡胶硬度和毛布厚度而定；橡胶愈软，毛布愈厚，则 K 值愈大。对压光輥来说，如輥間有纸幅通过，则 $K=0.015\sim0.018$ 厘米。

3. 用来克服刮刀对輥子或对烘缸的摩擦所需的牵引力等于：

$$T_3 = \mu_{\text{ш}} q_{\text{ш}} b \text{ 公斤} \quad (6-115)$$

式中 $\mu_{\text{ш}}$ ——刮刀对輥子的摩擦系数；

$q_{\text{ш}}$ ——刮刀对輥子的线压力，公斤/厘米；

b ——刮刀和輥子接触的长度，厘米。

网部和压榨部的刮刀的 $\mu_{\text{ш}}$ 和 $q_{\text{ш}}$ 值为：

$$\mu_{\text{ш}} = 0.2 \sim 0.25; \quad q_{\text{ш}} = 0.2 \sim 0.3 \text{ 公斤/厘米。}$$

干燥部刮刀的 $\mu_{\text{ш}}$ 和 $q_{\text{ш}}$ 值则为：

$$\mu_{\text{ш}} = 0.2 \sim 0.3; \quad q_{\text{ш}} = 0.2 \sim 0.4 \text{ 公斤/厘米。}$$

而，压光机刮刀的 $\mu_{\text{ш}}$ 和 $q_{\text{ш}}$ 值为：

$$\mu_{\text{ш}} = 0.15 \sim 0.2; \quad q_{\text{ш}} = 0.1 \sim 0.3 \text{ 公斤/厘米。}$$

4. 用来克服铜网对吸水箱表面摩擦的牵引力为：

$$T_4 = \mu_c F_{\text{ж}} P_{c.p} \text{ 公斤} \quad (6-116)$$

式中 μ_c ——铜网与吸水箱盖間的摩擦系数，取决于箱盖的材料（未浸腊的木盖 $\mu_c = 0.3 \sim 0.4$ ；层积塑料或已浸腊的木盖 $\mu_c = 0.15 \sim 0.18$ ）；

$F_{\text{к}}$ ——吸水箱的有效面积，厘米²；

$p_{\text{ср}}$ ——真空度的平均值，公斤/厘米²。其大小与紙种有关；薄頁紙張的 $p_{\text{ср}}=0.02\sim0.03$ 公斤/厘米²，新聞紙的 $p_{\text{ср}}$ 为 $0.07\sim0.12$ 公斤/厘米²。

5. 克服密封物与真空輥筒之間的摩擦，以及烘缸进汽头密封填料的摩擦所需的牵引力为：

$$T_{\text{н}} = \mu p F \frac{d_0}{D} \text{—公斤} \quad (6-117)$$

式中 p ——密封物的单位压力，公斤/厘米²；

F ——密封物与輥筒的回轉面的接触面积，厘米²；

μ ——摩擦系数；

d_0 ——产生摩擦的回轉面的系数，厘米；

D ——輥筒（烘缸）的外径，厘米。

求出传动組內各牵引力后，即可計算任何一部分所耗的总功率。

$$N = \frac{\sum T v}{60 \times 120} \text{—千瓦} \quad (6-118)$$

式中 $\sum T$ ——組內各牵引力的总和，公斤。

由于牵引力数值与造紙机的速度有关，当車速在100~150米/分之内时，牵引力数值最小。随着車速的增加，加剧軸承的不平衡度，而导致軸承动負荷的增加，克服軸承摩擦的牵引力亦随着加大。由此可見，牵引力是与造紙的車速有直接关系。当車速提高时，牵引力的增加系数 k_v 可用下式求得：

$$k_v = 1 + 0.0004 (v - 150) \quad (6-119)$$

由于造紙机的工作条件（真空度、綫压力、烘缸中冷凝水、軸承中的摩擦系数等）的改变，都会影响牵引力的变化。因此要采用极限系数 k_m 来計算牵引力。网部、压榨部、压光机和卷紙机等的 k_m 值为1.25~1.30，而干燥部的 k_m 值則为1.25~1.50。

将极限系数和速度系数一并考虑在內时，牵引力之最大值为：

$$\Sigma T_m = \Sigma T_k \cdot k_m \text{ 公斤} \quad (6-120)$$

选择造纸机的电动机时，其功率应采用最大牵引力之值进行计算。

五、造纸机传动机构的检修注意事项

传动机构主要的检修项目是检查和更换减速机的齿輪与軸承。减速机每隔 6 ~ 12 个月要拆开进行检修一次，同时还要更换潤滑油。减速机的毛病可以从齿輪嚙合的声音和发热情况来判断。

經常要检修和調整离合器的盖板，必要时应将其更換。軸头上的軸承則应在 12 个月內检查一次。

传动机构的主要备品为：

供每一种速比的减速机用的大小齿輪	各一套
每一种規格减速机的軸承	各 2 个
每一种規格的弹性联轴节	各一套
每一种規格的无級变速三角皮帶輪	各 1 个
离合器的盖板	2 ~ 4 块
离合器的彈簧	2 ~ 4 个

在使用单电动机传动时，皮帶的縫补和更換也应列在检修工作內。

第九节 造纸机的試运转与驗收

造纸机的安装是由安装施工单位負責。造纸机的全部安装工程竣工后，应組織試运转，以証实安装質量是否达到規定要求。試运转是由安装施工单位負責組織，設計部門和基建单位的有关机械技术員工和工艺技术員工参与。

在試运转之前，必需对造纸机安装工程进行总检查。造纸机的总检查应包括下列各項內容：

1. 检查各部分螺絲、銷釘是否上紧；

2. 各个设备的齒輪箱和各处軸承的潤滑油注灌情况、清洁情况是否符合要求；

3. 检查所有齒輪的嚙合情况；

4. 安全裝置是否已全部牢固地裝好；

5. 各个设备的传动部分是否灵活，各处传动皮带的松紧是否合乎要求；

6. 检查聯軸裝置的接头，并检查皮带传动、齒輪传动、摩擦传动及其他传动；

7. 检查蒸汽管、水管、油管、冷凝水管、漿管、壓縮空气管以及其他各种管道的各处接头。

凡是承受压力的設備和管道均須进行水压試驗。烘缸的水压試驗应在 5 个大气压的压力下进行，維持 5 分鐘，压力不发生变化，再降低至一般操作压力，进一步进行检查。水压試驗完毕后，应将烘缸内部全部清水放出，方可开始运转。

完成造纸机安装工程的总检查工作后，即可組織試运转。應該認識到，試运转是一項重要而复杂的工作，要严格执行，方能保證各个設備安全順利地投入生产。为此，試运转工作必須是有組織、有計劃地进行，并分为两个步驟依次执行。第一个步驟是进行空运转；空运转試驗合格后，即可进行第二个步驟的負荷試运转。負荷試运转合乎要求后，即可結束試运转工作，并由安装施工单位和基建单位办理交工、驗收手續，正式由基建单位接收設備，准备投入生产。

在进行空运转試車前，又必須做好下列准备工作：

1. 組織專門小組負責試运转的全部組織工作。專門小組要負責检查造纸机各部分設備的安装检查合格証和检查記錄表；如无安装检查合格証，則不准試車。同时，又要負責組織熟識設備性能的机械和工艺技术員工参加試車。

2. 参加試車的人員事前均应学习設備使用說明書，了解設備的結構和性能。对参加試車的人員，特別要加强安全教育。

3. 装上銅网、毛布、帆布等。

試車時，先以手轉動，檢查各个零件是否有偏斜情况，軸承的松紧和齒輪的嚙合是否合乎規定等。手轉動檢查，認為沒有問題，即可進行分部空運轉試車。進行分部空運轉試車時，應單獨試轉電動機，然後再依次開車。依次分部試運轉合格後，方能進行全部的試運轉。整個試運轉的速度應該是由慢而快，同時空運轉時間不要太長；一般延續試轉長网部不應超過10~12小時，其他壓榨部、干燥部等不要超過24小時。在試運轉過程中，應注意軸承及其他摩擦部分的發熱升溫情况，同時也要注意潤滑油系統及冷卻系統的工作情况，齒輪傳動是否正常等。一般規定，一切電動機及起重設備的升溫不允許超過50°C；一般軸承溫度不得超過45°C，烘缸軸承溫度不得超過65~70°C，壓榨棍軸承溫度不得超過45~50°C。

在空運轉試車過程中，可進行造紙機的調整工作。

經過空運轉試車後，應進一步詳細檢查各个部分，並組織力量糾正通過空運轉試車發現的缺點，為負荷試運轉作好準備。

在進行負荷試運轉時，首先應通入蒸汽以加熱烘缸，同時也就吹洗蒸汽管道和凝水管道。應該注意到，必須開動烘缸使其回轉，方可通入蒸汽，進行吹洗與加熱，同時在此一階段蒸汽是直接由排汽管排出，而不經過水汽分离器。吹洗、加熱4~6小時後，再將水汽分离器接上，並慢慢提高蒸汽壓力。開始加熱烘缸時，規定每小時升壓0.1大氣壓；俟壓力達到1.0~1.5大氣壓後，每小時升壓速度可提高到0.2~0.5大氣壓。待烘缸加熱至規定溫度，同時其他各个部分也已開動，即可正式進行負荷試運轉。

造紙機的負荷試運轉是由基建單位的生产工作人員操縱，安裝施工單位的有關人員只負協助的作用。

造紙機的負荷試運轉結束後，如認為安裝質量符合要求，即可正式辦理交工、驗收手續。

第七章 整 紙 机

第一节 超級压光机

一、超級压光机的构造

高級印刷紙、書写紙和某些工业用紙要求具有較高的光泽度、平滑度和紧密度。紙机压光一般均不能适应这些紙張所要求的指标，因此需要通过超級压光机处理。

超級压光机的特点是：压光輥数量較多，其中半数为紙粕輥，同时輥子間的操作綫压力也較大。

超級压光机（图 7—1）具有一对单側面机架14，在机架的一側安装底輥 7，其他中間輥則順序安装在底輥之上。中間輥包括紙粕輥和金属輥两种，紙粕輥 5 和金属輥 6 大多数是間隔安装的。頂輥 4 的軸承和加压提升机构12联接着。

操作时，将退紙輥 1 安置在单側机架机台的退紙机上，然后引出紙幅，使其通过展紙弧形軸 2 和伸张輥 3，再順着頂輥进入各个压光輥之間，最后从底輥和第二輥之間引出，而不断繞纏在位于冷缸10的卷紙輥11上。为减少紙張在任何一个压光輥上发生纏繞的情况，在机架的适当位置上装有导紙輥 8。同时为防止纏折的发生，在压光輥 4 和冷缸10之前装有展紙弧形軸 2 和 9，以便將紙幅伸展。为引紙方便起見，在超級压光机的操作側装有一台升降机13。紙幅通过所有压光輥后，即可利用加压机构12进行加压。停車時間較长时，則应利用提升机构12順次抬起各个輥子，避免紙粕輥表面受压而致损坏。

为使紙幅的两面均能获得相同的光泽度、平滑度等性能，超級压光机的輥数应为偶数。其頂輥和底輥均为金属輥，中間輥則

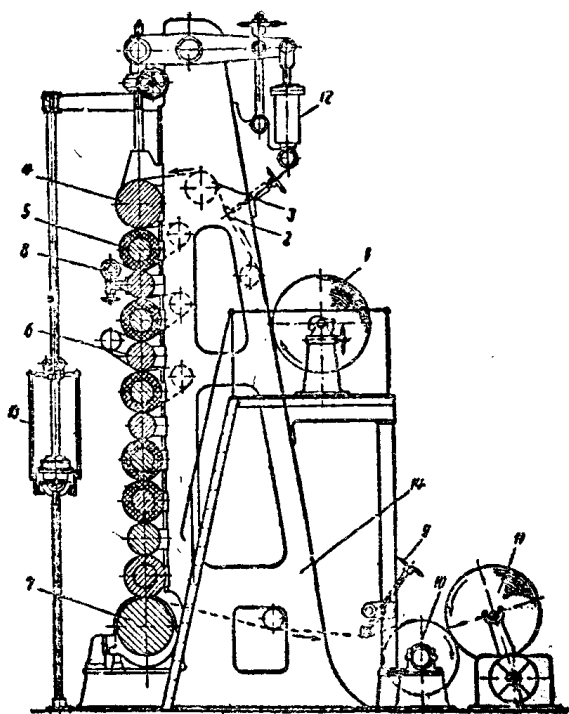


图 7—1 超級压光机

1—紙卷；2—展紙弧形軸；3—伸張輥；4—頂輥；5—紙粕輥；6—中間金屬輥；7—底輥；8—導紙輥；9—展紙弧形軸；10—冷缸；11—卷紙輥；12—加压和提升机构；13—操作时用的升降机；14—单側面机架

以金属輥和紙粕輥交替安装，而在全部压光輥的，中部安装两个相邻着的紙粕輥。退紙輥和卷紙輥均安装在机架的同一側。当紙幅通过各个压光輥时，紙幅随着紙粕輥的变形而变形，从而使紙幅与金属輥接触的一面获得較高的光泽度和平滑度。当紙幅运行至中部压光輥时，則由于相邻两个紙粕輥的关系，使紙幅的另一面轉为与金属輥接触，使这一面也获得較高的光泽度和平滑度，从而使紙幅的两面获得同等压光效果。

另外也有一种具有压光輥的数目为奇数的超級压光机，其退

紙輥和卷紙輥分別安設在机架的兩側。這種超級壓光機的頂輥和底輥也是金屬輥，中間輥則全部是以金屬輥和紙粕輥交替安裝着。因此，紙幅在整個過程中只有一面受到壓光處理。此類超級壓光機只適合於處理單面塗布加工紙和其他要求單面平滑的紙張。

超級壓光機的設計一般均根據不同紙種的不同處理要求而決定。依照紙種的不同要求，超級壓光機又可分為兩種類型。其一為用於處理一般高級文化用紙（包括高級印刷紙和書寫紙）、照相紙原紙等紙種。這一類超級壓光機的寬度一般是與造紙機的寬度相適應，寬度達4200毫米及4200毫米以上。其車速也較高，一般達800~900米/分左右。壓光輥的數量大致為10~12個，輥子間的綫壓力只有100~300公斤/厘米，而紙粕輥是采用毛氈紙制成的。另一種超級壓光機則專供處理工業用紙（例如電容器紙、仿羊皮紙等）。這一類超級壓光機具有工作面窄（寬度一般為1000~2000毫米）、車速較慢（150~450米/分）的特點。但其壓光輥數量通常為10~16個，輥子間的綫壓力高達600公斤/厘米，而紙粕輥則采用石棉紙制成。

二、超級壓光機的主要部件

（一）**機座** 超級壓光機的機座必須具有較大的強度和剛度，以完成其支承超級壓光機上除卷紙輥外的全部部件。機座通常為單側架的，間或采用雙側架的。機座用鑄鐵制成，並應進行熱處理消除其內應力，以防止其由於高度較大而易於變形的缺陷。為便利領紙操作，在機座上裝設一架升降機。升降機具有一個和超級壓光機全面寬度相適應的平台，此平台借賴兩組滾動的蝸輪沿着直立螺桿而升降。

（二）**金屬輥** 超級壓光機的金屬輥在結構上和紙機壓光機相同。為適應超級壓光機負荷較大的情況，頂輥和底輥一般都是比較大的。以2520毫米寬的超級壓光機為例，其底輥直徑為600

毫米，頂輥直径为450毫米；而4200毫米寬的超級压光机的底輥直径为800毫米，頂輥直径为600毫米。頂輥和底輥都應該具有中高。中間金属輥的直径一般为300~400毫米。

(三) 紙粕輥 紙粕輥是超級压光机中的一个重要部件，压光效果在很大程度上决定于紙粕輥的質量。紙粕輥是在一根鋼軸套入毛毡紙、石棉紙或类似紙張造的紙圈，在重压下分批压紧，經表面加工制成。紙粕輥的两端裝有两个垫环，垫环是由嵌在鋼軸上的离合箍鎖紧着（图7—2）。紙粕輥的直径一般为350~550毫米，視超級压光机的寬度而定。紙粕层的厚度約为80~130毫米。

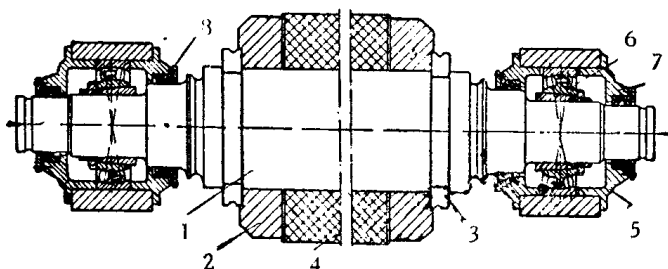


图7—2 紙粕輥

1—鋼軸；2—垫环；3—离合箍；4—紙粕层；5—軸承外壳；
6—滾动軸承；7—軸承盖；8—填料压盖

紙粕輥具有一定的弹性变形。在一般情况下，紙粕层的弹性应采用其縱向弹性模数和橫向变形系数（泊桑比）来表示。但这两个数值是不易确定，故通常多以肖尔氏（Shore）硬度計測定其硬度指标，作为弹性的比較指标来使用。

紙粕輥的硬度决定于制造紙粕层的纖維原料，以及紙粕輥的制造工艺。制造紙粕层的纖維原料有棉花、毛毡紙、石棉紙、用亚硫酸木浆或破布浆制成的紙張等，其中以棉花的弹性最大，石棉的弹性最小。就耐热性能而言，以石棉最好，而毛毡紙最差。

处理高級書写紙、印刷紙的超級压光机，都采用以毛毡紙制成的紙粕輥。毛毡紙是用15~25%羊毛（間或有用至40~50%羊

毛) 和 75~85% 破布浆或亚硫酸木浆制成。增加羊毛的配 比, 虽可增加紙粕层的弹性, 但会降低其硬度。处理工业用紙的超 級压光机則大多采用石棉紙制成的紙粕輥。石棉紙含有 75% 以 上石棉, 其余則为破布浆或硫酸盐木浆, 也有采用 100% 石棉制 成。

紙粕輥的制造程序大致如下。

在鋼軸的一端装上垫环和离合箍, 然后将鋼軸安置在立式水 压机上。将事先切成圆环形的紙圈分批套入鋼軸, 每次加入的紙 圈层数的高度以不超过 600~800 毫米为宜。然后, 施以压力; 加 压时, 应注意逐渐提高压力, 直至其最終压力达 350~450 公斤/ 厘米² (毛毡紙) 或 500~700 公斤/厘米² (石棉紙)。每次加压的 時間持續 8 小时以上, 直至紙层的密度增加 2~3 倍。俟最后 一段紙圈套入鋼軸时, 即可同时套入紙粕輥另一端所需的垫环。注 意施压至最大压力时, 垫环的上側面与鋼軸上安装离合箍的槽边 的距离应小于 1 毫米。在最高压力下, 保持 4 小时; 套上离 合箍, 然后緩緩地降低压力, 利用紙圈的弹性将垫环紧压在离合箍 上。

在水压机上制成紙粕輥后, 即轉移到車床上車圆, 并进行磨 光。磨光应在干的状态下进行, 以免紙粕层发生膨胀和变形。在 切削和磨光加工过程中, 紙粕輥的回轉方向应与安装在超級压光 机上運轉时的方向相同; 因此, 应在紙粕輥的一端刻上箭头表示 其回轉方向。磨光加工应在紙粕輥正式装上超級压光机不久之前 执行, 避免紙粕輥擱置过久而产生变形。此外, 又要注意防止軸 承的潤滑油外漏, 沾污与破坏紙粕輥。

紙粕輥和金属輥全部装在超級压光机上后, 应进行較長時間 的空運轉, 使各个輥子自相滾磨, 借以提高紙粕輥的表面紧密度 和硬度, 并消除輥面的波纹。新的紙粕輥的空運轉滾磨時間一般 为 48~72 小时; 而重新磨光的旧輥子則需要 8~24 小时。滾磨 时, 应逐步提高車速和增加压力; 直至将要結束滾磨时, 方將車

速和压力提高到正常运转的程度。在滚磨过程中，要经常注意用热水润湿纸粕辊表面。经过滚磨处理后，纸粕辊的表面硬度可提高 $12\sim 15^{\circ}$ （肖尔氏硬度），亦即毛毡纸粕辊的硬度可达 $36\sim 40^{\circ}$ ，而石棉纸粕辊可达 $42\sim 46^{\circ}$ 。

在套入纸圈、加压制造纸粕辊的过程中，位于两个离合器之间的钢轴经受较大的拉力，故对轴颈的强度应予严格核算。同时，嵌在轴颈的离合器箍又受较大的挤压，因此也要适当考虑到挤压应力问题。

纸粕辊的钢轴通常是采用45号钢制成，垫环和离合器箍则采用G3号钢制成。

（四）轴承 超级压光机多采用滚动轴承，其车速在500米/分以上的则又附有循环润滑系统。轴承所受压力可按纸机压光机轴承负荷的计算公式进行计算。超级压光机的操作线压力是比较大的，因此其顶辊和底辊轴承所受压力也较大。各个中间辊也是承受着较大的压力，而且纸粕辊的滚动摩擦系数也较高，因此其轴承所受的水平负荷也较高。

超级压光机的压光辊可以是安装在同一个垂直平面上，也可以是安装在两个彼此偏移 $5\sim 10$ 毫米的垂直平面上。具有偏移的安装方法虽对压光辊间的线压力影响不大，但却会产生较大的水平分力。因此，在决定压光辊的偏移方向时，必须考虑到纸幅所形成的圆周力和张力的影响而造成的水平合力。一般应使压光辊的偏移方向与此水平合力的方向相反，以降低各个中间辊的轴承负荷。

此外，由于纸粕辊全面宽度的硬度不会是完全一致的，因此在运转中可能会产生一定的锥度。同时，超级压光机的传动侧也有着较大的扭矩；这种情况也会使纸粕辊产生一定的锥度。锥度的形成会引致轴承蒙受轴向推力，其数值一般约为各个压光辊间压力的 $2\sim 5\%$ 。

（五）刮刀 在压光操作过程中，纸张对金属辊具有较大的

粘附力，因此紙幅只会粘附在金属輥上，而不会粘在紙粕輥上。为維持紙粕輥与金属輥表面的洁淨，各个金属輥上均装有刮刀。刮刀的构造基本上与紙机压光机所用的刮刀相同。为保证領紙安全起见，在刮刀的背部装有防护角鉄或鉄管。

(六) 提升和加压机构 为获得較大的操作綫压力，超級压光机均配有加压和提升机构。旧式超級压光机多采用杠杆和重錘进行加压，而近代化超級压光机則已趋于采用水压式加压。

图 7—3 所示为水压式加压和提升机构。这种机构能保证很快地提升压光輥，减少紙粕輥在发生“断头”时受压过份形成凹穴的可能性。

水压缸以杠杆与頂輥連接，以增加对頂輥的压力。同时，在頂輥軸承上装有一根由蝸輪 6 調节的蝸杆 5，使与杠杆 4 联接

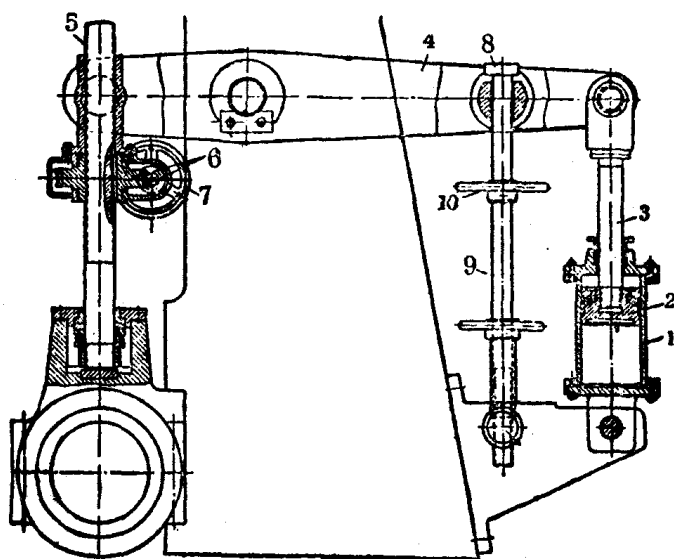


图 7—3 加压和提升机构

- 1—水压缸；2—活塞；3—連杆；4—杠杆；5—螺杆；6—
蝸輪传动；7—手輪（旋轉蝸杆用）；8—支持头；9—螺杆；
10—手輪

着，以避免由于压光辊直径逐渐减少后，可能增加活塞在水压缸内的冲程。

操作时，应顺序自上而下逐个提升压光辊。提升全部压光辊后，即可转动手轮10，拉紧杠杆，使水压缸停止工作。

（七）退纸辊和卷纸辊 退纸辊应具有掣动机构，其结构与复卷机所用者相同（见本章第二节）。应该指出，纸幅引入顶辊时的张力一般不超过0.1~0.3公斤/厘米，因此其掣动机构的规格可采用较小的。退纸辊一般是安装在超级压光机的机座平台上。

卷纸辊属于轴式卷纸机，也有采用辊筒式的。辊筒式卷纸机能在张力较小的场合将纸幅卷得很紧，同时结构和传动机构都比较简单，是其优点。

超级压光机均配置领纸车速传动装置，一般领纸车速只有10~15米/分，因此操作时均用人工领纸。

三、超级压光机的传动装置

12辊以下的超级压光机通常多以底辊为主动辊，12辊以上的超级压光机则以第三辊或第五辊（由底辊往上计算）为主动辊。以底辊作为主动辊时，由于各个辊子间的总滑动量较大，其压光效果也较佳，与以中间辊为主动辊比较显然有一定的优越性。但采用底辊传动时，纸幅的伸长率增加较多，这种情况可能对某些纸种是不太合适的。

采用中间辊为主动辊时，必须注意到主动辊以下的压光辊经过多次研磨后，直径变小，使主动辊的水平位置下降。因此，必须采取措施使主动辊的传动系统随之下降，或设法使其位置不作变动。通常是采用关节式联轴器将主动辊与减速机连接在一起，以适应主动辊的位置的变更。近代，则又有采用适当机构使底辊轴承随着各个压光辊直径的变动而作向上移动，使主动辊保持原有水平位置。

在旧式传动机构中，卷紙輥是由底輥通过皮带或鏈条带动。近代則多趋向于采用单独直流电动机使卷紙輥轉动。

超級压光机需要具有两种車速，即領紙車速和操作車速。領紙車速一般均为10~15米/分，而正常操作車速則在600米/分以上。因此，超級压光机的传动装置必須具有1:40至1:50之間的調速范围。因此，为使車速能平穩地由領紙阶段轉入操作阶段，必須配备具有較大調节幅度的轉速的电动机，使通过减速器与主动輥連接着。近代化超級压光机則多配有两台电动机。其一为領紙用的电动机，这台电动机功率較小，而且帶有蝸輪减速器。另一台功率較大的电动机則供正常操作时应用。

超級压光机操作用电动机必須是逆流掣动的，以便在发生“断头”或发生故障时能急速停車，避免紙粕輥受压损坏，并保証操作安全。

超級压光机的功率計算可參照紙机压光机的計算方法考虑。超級压光机所需功率很大，主要是用于克服各个輥子間的滚动摩擦。以宽度为4200毫米、車速600米/分的超級压光机为例，其配置的电动机功率为400~450千瓦。一般認為：紙粕輥的硬度对功率有一定的影响，硬度較小的紙粕輥可能增加功率1.5~2倍。

第二节 复 卷 机

为适应造紙机的生产情况，一般要求复卷机的平均車速为造紙机平均車速的160~180%，而其最高車速則应为造紙机最高車速的200%。为此，复卷机的車速一般都是比較高的，常見的車速为500~600米/分，达到1200~1500米/分的車速也为数不少，个别甚至在2000米/分以上。为使复卷机能在高速情况下穩定地安全運轉，車速在600米/分以上的复卷机的全部輥子都要經過动平衡檢驗。因此，复卷机的結構必須保証安全運轉。同时，又必須保証复卷后紙卷紧度均匀、两端表面整齐，以及操作时領紙方便。

一、复卷机的结构

目前应用的复卷机主要可分为从上面领纸和从下面领纸两种型式的结构。

图7—4a所示为从上面领纸的复卷机的示意图。退纸辊放置在配有掣动器的退纸机架上，纸幅经过展纸弧形辊和另外几个导纸辊，进入纵切机构按规定要求分切成几幅，再绕过调压辊，最后在卷纸辊上形成紧密的纸卷。卷纸辊依靠两个支承辊的驱动而运转，从而牵动整个纸幅前进。

从下面领纸的复卷机（图7—4b）与前述机构的主要区别是：纸幅从下面绕过支承辊，再卷在卷纸辊上。在纸卷上，设有一个调压辊，以保证卷纸紧密均匀。

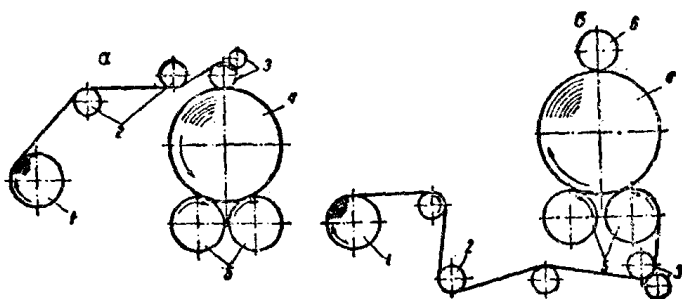


图7—4 复卷机结构示意图

a—从上面领纸；6—从下面领纸

1—退纸辊；2—导纸辊；3—纵切刀；4—纸卷；

5—支承辊；6—调压辊

从上面领纸的机构虽具有领纸方便的优点，但其纵切装置的位置要随纸卷直径的增大而经常变动，容易造成纵切机架的轴向偏移，以致不能保证纸边的平直。其结果可能会造成纸卷侧面不平、切后不易分筒等缺陷。在从下面领纸的机构中，纵切装置与纸卷没有直接接触，不会发生轴向位移，因此较能保证复卷质

量。这也是近代趋向于采用这种复卷机的主要原因。

二、卷紙的容許速度

在复卷操作过程中，紙幅在卷紙輥上卷成紙卷，并随着卷紙輥的回轉而回轉。此时其所形成的离心力将使最外圈的紙幅受一定的拉应力，其数值为：

$$\sigma_p = \frac{\gamma}{g} v^2 \quad \text{公斤/米}^2 \quad (7-1)$$

式中 γ ——紙幅的重度，公斤/米³；

v ——紙卷最外圈的圓周速度，米/秒；

g ——重力加速度，9.81米/秒²。

紙張的强度一般以“裂断长”来表示，亦即紙張受本身重量的作用而断裂的长度来表示。在紙張裂断时，其所受的拉应力即为紙張的极限强度。即：

$$c_{\text{нз}} = \sigma_p = \frac{G_{\text{н}}}{b\delta} = \frac{Lb\delta\gamma}{b\delta} = L\gamma \text{ 公斤/米}^2 \quad (7-2)$$

式中 $c_{\text{нз}}$ ——紙張的极限强度，公斤/米²；

$G_{\text{н}}$ ——紙張的重量，公斤；

b ——紙張的寬度，米；

δ ——紙張的厚度，米；

L ——紙張的长度，米。

因此，卷紙的临界速度应为：

$$v_{\text{临界}} = \sqrt{\frac{\delta_{\text{нз}} g}{\gamma}} = \sqrt{\frac{L\gamma g}{\gamma}} = 3.13\sqrt{L} \text{ 米/秒} \quad (7-3)$$

一般認為，在卷紙过程中，紙幅所受的拉应力不应超过极限强度的20%。如以紙張裂断长为2500米为例，則卷紙的最高容許速度应在70米/秒以下。事实上目前的卷紙速度一般只有36米/秒，与最高容許速度还有一定距离。

三、复卷机的主要部件

(一) 退纸辊的掣动器 在复卷过程中，维持纸幅的一定张力，对保证卷纸质量以及设备的稳定运转都是必要的。在实际生产中，纸张的线张力一般为0.1~0.5公斤/厘米，视纸种而定。为保持纸张的一定线张力，退纸辊的轴上装置有一个掣动器。掣动器又可作为紧急刹车之用，以便在发生“断头”时，能在2~5秒钟内停车，从而减少展开的纸幅长度，减少损纸量。

为使纸幅维持一定的张力，掣动器施于退纸辊的力矩应为：

$$M_t = \frac{q l D_t}{2} = \frac{Q D_t}{2} \text{ 公斤} \cdot \text{米} \quad (7-4)$$

式中 M_t ——掣动力矩，公斤·米；

q ——纸幅的线张力，公斤/厘米；

b ——纸幅的宽度，厘米；

Q ——纸幅所受张力，公斤；

D_t ——在复卷过程中， t 秒内纸卷的直径，米。

因此，掣动功率为：

$$N_t = M_t \omega_t \text{ 公斤} \cdot \text{米/秒}$$

但

$$\omega_t = \frac{2v}{D_t}$$

$$M_t = \frac{q b D_t}{2}$$

$$\text{因此} \quad N_t = \frac{q b D_t}{2} \cdot \frac{2v}{D_t} = q b v = Q v \text{ 公斤} \cdot \text{米/秒}$$

(7-5)

式中 v ——纸幅的线速，米/秒；

ω_t ——在 t 秒内，纸卷的角速度，秒⁻¹。

由此可见，为维持纸张的一定张力，必须设法使掣动力矩适

应于紙卷直径的逐漸变小的情况。同时，只要能設法維持紙張的綫速度与綫张力，使其固定不变，則掣动功率也可以稳定下来。

当紙幅发生“断头”时，施于紙卷使其停止运轉的必要掣动力矩应为：

$$M_t' = \frac{GDv}{4gt} \text{—公斤·米} \quad (7-6)$$

式中 G ——掣动时紙卷重量，公斤；

D ——掣动时紙卷直径，米；

v ——开始掣动时，紙幅的綫速度，米/秒；

t ——掣动時間，秒。

因此，任何型式的掣动器均应符合上述要求。目前采用的掣动器主要有：机械操縱式、真空操縱式和电力操縱式三种。

机械操縱的掣动器又可分为圆盘式和带式两种。图 7—5 所示为寬度較大的复卷机采用的圆盘式掣动器。固定掣动水套 2 的中央孔內装有回轉軸 1，回轉軸通过离合器 6 与退紙輥軸头相連着。在水套的兩側設有兩個摩擦圆盘 3。轉动手輪 8，通过蝸輪传动 9 和杠杆 11，可使摩擦圆盘作軸向移动，从而掣动退紙輥，使其停止运轉。摩

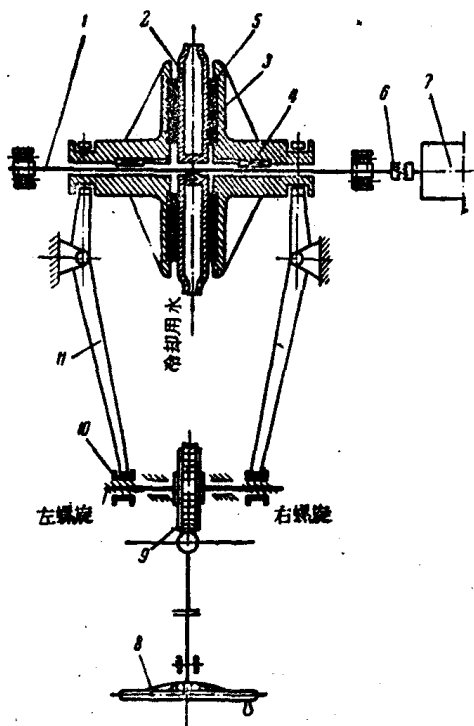


图 7—5 圆盘式掣动器

擦圓盤是以滑鍵和轉軸配合着，使隨着轉軸轉動。圖中 5 為衬墊，10 為調整杠杆的螺母。

帶式掣動器多用于寬度較小的復卷機，其結構與削片機所用的基本相同。其使用範圍較窄，不予詳叙。

在使用機械操縱的掣動器時，必須經常調節摩擦圓盤和水套間的壓力，改變其掣動力矩，從而維持紙幅的一定張力。在發生“斷頭”時，則又必須迅速轉動手輪，加大掣動力矩。這些要求顯然會增加生產操作上的困難，這就是機械操縱的重大缺點。

利用真空操縱的掣動器可以有效地調節紙幅的張力。真空掣動器實質上是由一個真空箱構成；真空箱安設在紙幅下面，使紙幅受真空箱的負壓作用，而在真空箱表面摩擦着前進。此時，由於摩擦力的關係而對紙幅產生一定的綫張力：

$$q = \mu p_h a \quad \text{公斤/厘米} \quad (7-7)$$

式中 q ——紙幅的綫張力，公斤/厘米；

μ ——紙幅和真空箱表面的摩擦係數；

p_h ——真空箱中的真空度，公斤/厘米²；

a ——真空箱有效截面的寬度，厘米。

由上式可見，只要控制真空箱的操作真空度，即可使紙幅的綫張力固定不變，而不受紙卷直徑變化的影響。應該注意到：真空掣動器只能維持紙幅的綫張力，而不能在“斷頭”時掣動紙卷。因此，在採用真空箱時，應該同時裝置機械操縱式掣動器。

一般認為，最好的掣動方法為電力操縱法。這個方法是利用直流掣動發電機驅動退紙輥。發電機能根據紙卷的回轉角速度發出固定的電流，以維持紙幅的一定綫張力；綫張力的大小可利用變阻器進行調整。當紙幅“斷頭”時，退紙輥自動停止回轉。發電機又可以在領紙時降低紙幅的張力，因此在領紙操作中不需要用手轉動紙卷。掣動發電機的再生電力，可以回接到電力網中，其再生功率為復卷機所需功率的 50~60%。電力操縱法雖然有一定的優點，但設備價格高昂，結構又複雜，因此目前僅限于高速

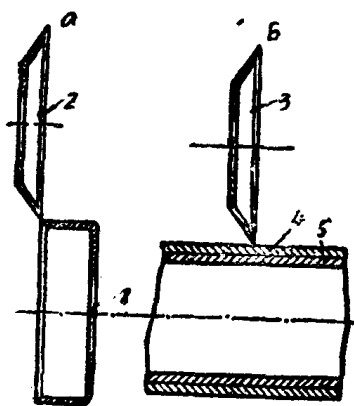


图 7—6 縱切刀

1—碗状下刀；2、3—盘形上刀；4—套筒；5—鋼管

寬幅門的复卷机。

(二) 縱切机构 复卷机常用的縱切机构有剪切法和压力法两种。剪切机构是由碗状下刀和盘形上刀組成 (图 7—6a)，其数量視分切紙卷的段数而定。碗状下刀安装在一根轉軸上，并可以沿軸向移动，調节其固定位置，以适应不同規格的紙卷的要求。盘形上刀則安装在一个杠杆臂的心軸上，而杠杆臂則以螺栓固定在一根橫軸上，杠杆臂的位置必須与碗状上刀相适应。盘形

刀的刀口是依靠弹簧的作用紧压在碗状下刀的刀口上，并由下刀带动而回轉。碗状下刀是由紙卷上的压紧輥通过皮带或鏈輪传动而带动。复卷时，紙幅通过盘形上刀和碗状下刀之間，受剪切作用而分为若干段。为保证分切規格以及紙边的平滑，碗状下刀的安装偏差不应超过 ± 0.5 毫米，而切紙刀的綫速度应較紙幅前进速度大 10~20%。

图 7—6b 所示为压力法的縱切机构。在一根轉动的鋼管 5 的外表面套有另一个鋼套筒，套筒必須事前經過热处理，其硬度必須是較高的。盘形刀則借賴弹簧的作用或气动压力紧压在套筒上。紙幅繞过套筒，受压而切开。从上面領紙的复卷机多采用此种装置，并利用鋼管作为压紧輥，因此鋼管又可由紙卷的回轉来带动。此种縱切机构的最大缺点是盘形刀易于磨鈍。

碗状下刀和盘形上刀均用鉻鎳鋼制成，以保证其必需的耐磨性。碗状下刀的硬度要求为洛氏 58~60°，盘形上刀的硬度則应为洛氏 53~55°。其使用寿命一般可达 4~8 个月，視紙張的填料含量而定；紙張的填料含量愈高，則刀片的使用寿命愈短。

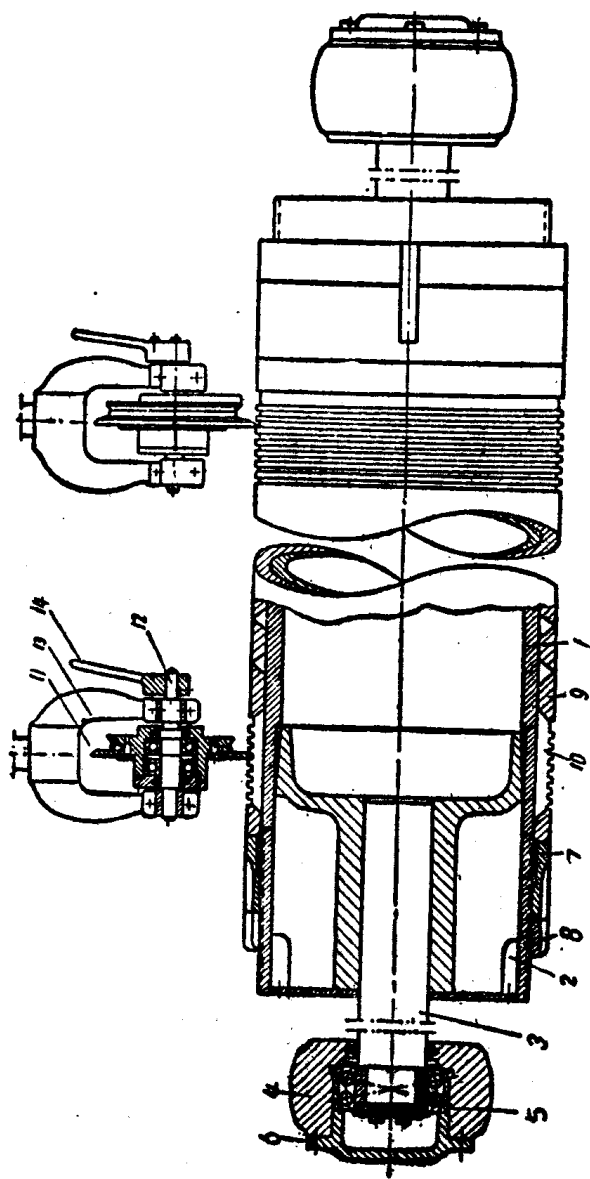


图 7-7 剪切法縱切刀輥

- 1—刀輥套筒；2—堵头；3—轴颈；4—球形轴承；5—滑动轴承；6—轴承盖；7—刀輥固定螺母；
8—鎖紧螺母；9—无刀沟的套环；10—带刀沟的套环；11—盘形上刀；12—盘形上刀轴轴；13—螺旋弹簧；
14—手柄（使盘形上刀离开下刀輥）

图 7—7 所示的机构是綜合上述两种方法的优点而提出的另一种型式的縱切裝置。如图所示，下刀輥的表面刻有 7~8 圈刀沟，其位置应与盘形上刀相适应，并使盘形上刀刃口与刀沟的刃口接触。具有刀环的套环可制成整体，也可单独制成再套上。改变切紙規格时，可将固定螺帽旋出，卸下带刀沟和不带刀沟的套环，重新調配其安設位置即可。

應該指出，縱切机构尽量安装在靠近卷紙輥的一方，使切断分开后的紙幅不致发生橫向位移。

(三) 支承輥 复卷机的支承輥一般是用鑄鉄管或鋼管制成。支承輥的直径为 400~600 毫米，視复卷机的寬度而定。支承輥必須經過严格的平衡校驗，以适应复卷机高速操作的要求。在制造支承輥的过程中，必須进行內外表面的切削加工，然后再将事前已压入鋼軸頸的鑄鉄堵头“紅装”在輥子的两端，再用螺絲加固。为保証正常運轉的順利进行，支承輥輥面的相对挠度应小于 $1/10,000 \sim 1/12,000$ 。在安装时，要求两个支承輥的中心距比輥径大 10 毫米左右，避免卷紙輥有被卡住的可能性。同时又要求第一个支承輥的綫速比第二个支承輥的綫速小 5% 左右，以保証紙卷的卷紧程度。

卷紙芯是套在一根 76 毫米直径的卷紙輥上；卷紙芯的外径一般为 90~95 毫米。然后放置在两个支承輥之間，进行卷紙。

(四) 紙卷和支承輥間的压力 调节机构 为保証紙卷获得均匀的紧度，必須設法在紙卷和支承輥之間維持稳定的压力，一般要求保持 1.3~1.5 公斤/厘米的綫压力。

在复卷操作中，紙卷是位于两个支承輥之上，与支承輥形成两个

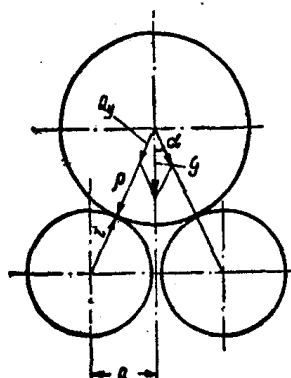


图 7—8 紙卷和支承輥間的压力

接触区。由图 7—8 可見，紙卷和支承輥之間的压力为：

$$Q_{\text{H}} = \frac{G}{2\cos\alpha} \text{—公斤} \quad (7-8)$$

式中 G ——紙卷的总重量，公斤；

α ——紙卷和支承輥的联心綫与紙卷垂直中心綫所形成的角度。

而 $G = G_0 + G_{\text{H}} + G_{\text{H}} + Q_{\text{H}}$ 公斤

式中 G_0 ——紙卷本身重量，公斤；

G_{H} ——卷紙輥重量，公斤；

G_{H} ——調压輥重量，公斤；

Q_{H} ——附加压力，公斤。

同时
$$\alpha = \sin^{-1} \frac{a}{\rho + r}$$

式中 a ——两个支承輥中心距的一半；

ρ ——紙卷的半径；

r ——支承輥的半径。

另外，紙卷和支承輥間的綫压力应为：

$$q = \frac{Q_{\text{H}}}{b} \text{—公斤/厘米} \quad (7-9)$$

从上述情况可見，在复卷操作过程中，紙卷的直径不断加大，紙卷的重量随而增加，但 α 角則逐渐减小，因此支承輥受压的情况获得一定程度的調整。但为适应工艺操作的要求，設置調压机构仍然是必要的。

在开始卷紙时，可利用調压輥在紙卷上形成 1.0~1.2 公斤/厘米的綫压力。通常是在調压輥上装設一个荷重平衡悬称机构。在开始卷紙时，悬称机构随着紙卷直径的增大将調压輥悬吊起来，直至紙卷直径达 700~800 毫米时，連紙卷也一并悬吊起来。

图 7—9 所示为悬称机构的示意图。橫軸 3 的两端装有两个

悬称偏重輪 1 及两个月形鏈輪 2，并利用鏈条 4 使鏈輪与調压輥和卷紙輥連接起来。設 W 为偏重輪的重量， e_1 为开始复卷时偏重輪重心和橫軸中心綫的距离， r 为月形鏈輪的半径，則在开始复卷时，調压輥和卷紙輥的总重量应等于或稍大于 $q_1 + W \frac{e_1}{r}$ 。随着紙卷直径的

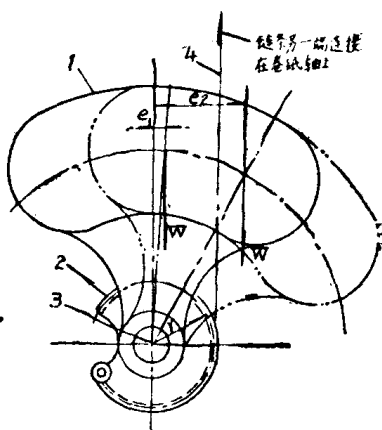


图 7—9 悬称机构示意图

增大，卷紙輥便向上发生位移，使偏重輪的橫軸随而轉动，重心移至 e_1 处而增加悬称力。

新式复卷机已多采用气动式或液压式悬称机构，以代替偏重式。其工作原理与前所述者基本相同，不拟詳述。

(五) 传动装置 支承輥属于主动輥，紙卷是由支承輥的带动而回轉。如前所述，两个支承輥的回轉方向虽然是一致的，但在工艺操作中，有时要求第一个支承輥（前輥）較第二个支承輥在綫速度上要慢 5 % 左右。同时，复卷机的領紙速度要求在 20~25 米/分，而复卷車速則在 500~600 米/分以上。因此，复卷机的传动装置設計必須符合这些要求。旧式复卷机多采用天軸皮带传动，并在主动輪与从动輪之間設有一个压角輪。在停机时，皮带是松弛的，領紙时可利用压角輪将皮带緩緩地张紧，使复卷机在高度打滑的情况下作緩慢的運轉。領紙完成后，再調整压角輪，使紧压在皮带上，而复卷机則随着皮带张力的增加，逐漸提高到操作速度。这种方法的主要缺点是：皮带磨損較大，使用寿命較低。新式复卷机則趋向于利用直流电动机或水压传动装置，来达到同样目的。也有采用水压或机械的无級变速机，以其价格較低廉，效率較高，操作又簡便。

四、复卷机的功率

复卷机所需电动机的功率计算可采用牵引力的方法进行，
即：

$$N = \frac{qbv}{60 \times 102 \eta_1 \eta_2} \text{ 千瓦} \quad (7-10)$$

式中 q ——纸幅的线张力，一般为0.1~0.5公斤/厘米，视纸种而定；

b ——纸幅宽度，厘米；

v ——复卷机的操作车速，米/分；

η_1 ——退纸辊的掣动装置所形成的摩擦所消耗的功率，在复卷机全部轴功率的比值，一般为0.6~0.7；

η_2 ——传动效率。采用皮带传动时， $\eta_2 = 0.9 \sim 0.95$ ；
采用新型传动方式时， $\eta_2 = 0.95 \sim 0.97$ 。

第三节 平板切纸机

一、平板切纸机的结构

图7—10所示为平板切纸机的示意图。将6~20个纸卷安放

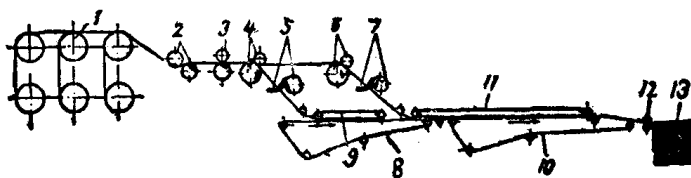


图7—10 双刀平板切纸机结构示意图

1—纸卷；2—导纸辊；3—纵切刀；4—第一牵引压纸辊；5—第一横切刀；6—第二牵引压纸辊；7—第二横切刀；8—第一运输带；9—第一运输带的压纸带；10—第二运输带；11—第二运输带的压纸带；12—一堆纸台；13—平板纸堆

在退紙機架上，通常各个紙卷是分上下层放置，上下层紙卷之間有时是略有偏距。首先，用手操作使各个紙卷退出的紙幅汇集在一起（如图中所示），然后将其引过两个导紙輥以及切紙机上的各个輥子之間。开动切紙机；此时紙幅被第一和第二牵引压紙輥所牵曳，經過縱切刀的切裁，分为几幅，再經横切刀切成一定規格的平板紙。切好的平板紙分別由第一和第二运输带送到堆紙台上。在运输带上設有压紙带，以防止紙張的揚起。

平板切紙机的寬度应与造紙机的寬度相适应。其車速一般为80~120米/分，个别有达到180米/分的。

二、平板切紙机的主要部件

（一）退紙机架 图7—11所示为退紙机架的一种型式。在鑄鉄机座上設有托架，以同时支承四个紙卷。为使紙幅在裁切过程中保持0.05~0.1公斤/厘米的張力，紙卷的轉軸上裝有掣动器，其結構与复卷机所采用的相同。

简单的退紙机架也有每个机架安放一个紙卷的，而且沒有掣动器的装設。紙幅的張力完全依靠軸承摩擦、紙幅之間的摩擦、压紙輥的牵引等作用

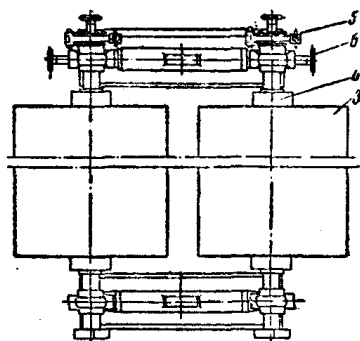
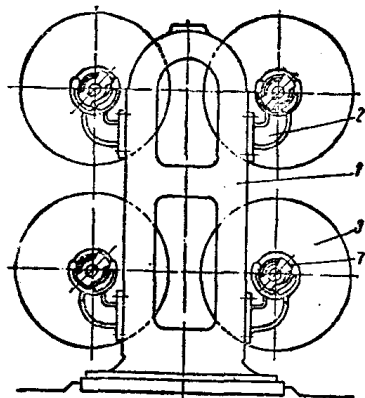


图7—11 退紙机架

1—机座；2—托架；3—紙卷；
4—卷紙輥；5—掣动器；6—調
节紙卷水平中心綫的手輪；7—联
接掣动器的托叉

来保証。此类退紙机架多采用十字軸承，以調节紙卷的安設位置。

(二) 縱切机构 平板切紙机多采用碗狀下刀和盘形上刀，其結構原理与复卷机的縱切机构相同。碗狀下刀是由牽引压紙輥的下輥帶動着，其圓周速度要較紙幅的前进速度大10~15%。同时，应采用較硬的彈簧使盘形上刀紧压在碗狀下刀的刃口上，以适应每刀同时切开6~16层紙幅的需要。縱切刀通常每隔4~6个月要进行一次磨刀。

(三) 牽引压紙輥 牽引压紙輥装設在縱切机构和橫切机构之間。压紙輥是由上下两輥組成；下輥为主动輥，上輥支承在下輥的上面。下輥为空心鑄造輥子，其直径为400~500毫米。上輥表面包衬橡胶，并在其表面刻有左旋和右旋螺紋，以增加上輥与紙幅之間的摩擦力，并使紙幅展开。也有采用鉄管或木制輥子制成上輥，其表面釘有形成左旋和右旋螺紋的毛布条，以达到同一目的。上輥直径一般为300~400毫米。上下輥間的綫压力为3~5公斤/厘米，一般不需要加压装置。为便于抬起上輥，設有手操縱的杠杆装置。

在裁切操作中，为保証平板紙的規格合乎規定要求，必須設法消除牽引下輥与紙幅之間的“滑走”情况。通常只要使下輥的牽引力大于紙幅在进入压紙輥前的张力，即可克服“滑走”的現象。

如暂不考虑紙幅与下輥的包角所引起的影響，則下輥的牽引力为：

$$T = \mu Q > qb \quad \text{公斤} \quad (7-11)$$

式中 T ——紙幅在牽引压紙輥处所受的牽引力，公斤；

Q ——上下輥間的壓力，公斤；

μ ——下輥与紙幅間的摩擦系数，一般可采用0.1~0.3；

q ——紙幅的綫张力，公斤/厘米；

b ——紙幅寬度，厘米。

因此，上下輥間的必要壓力應為：

$$Q > \frac{qb}{\mu} \quad \text{公斤}$$

實際的情況是：紙幅經過牽引壓紙輥後，一般是向下傾斜地前進，以便進入橫切機構內處理。因此，紙幅與下輥具有一個包角，其數值的大小視傾斜度的要求和牽引輥與橫切機構的中心距離而定。由於紙幅與下輥具有一定的包角，各層紙張的綫速度不是完全一致的。由圖 7—12 可見，最下層紙幅的平均綫速度應為：

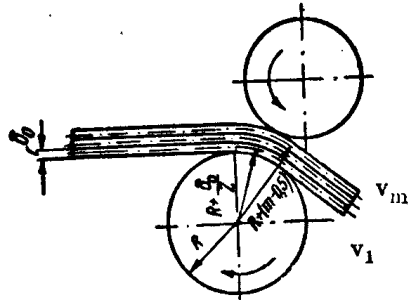


圖 7—12 牽引壓紙輥的送紙速度示意圖

$$v_1 = v \frac{R + \frac{\delta_0}{2}}{R} \quad \text{米/分}$$

式中 v_1 ——最下層紙幅的綫速度，米/分；

v ——下輥的圓周速度，米/分；

R ——下輥的半徑，米；

δ_0 ——最下層紙幅的厚度，米。

而最上層紙幅的平均綫速度為：

$$v_m = v \frac{R + (m - 0.5)\delta_0}{R} \quad \text{米/分}$$

式中 v_m ——最上層紙幅的綫速度，米/分；

m ——每次切紙的層數。

因此，最上層紙幅和最下層紙幅的綫速度之差為：

$$\Delta v = v_m - v_l = v \frac{(m-1)\delta_0}{R} \text{ 米/分}$$

由于上下层紙幅的传送速度的不同，将会引致其裁切长度有所差别，即：

$$\Delta a = a \frac{(m-1)\delta_0}{R} \text{ 米} \quad (7-12)$$

式中 Δa ——上下层紙幅裁切的长度差，米；

a ——平板紙的裁切长度，米。

(四) 橫切机构 平板切紙机的橫切机构是由安装在橫梁上的固定底刀和回轉刀輥所組成（图 7—13）。

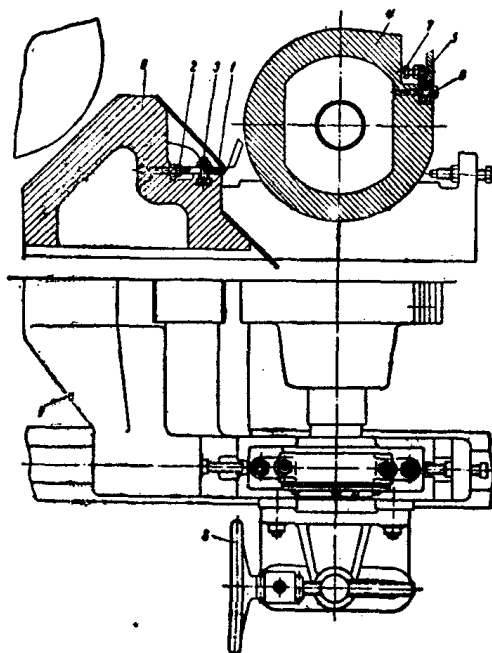


图 7—13 橫切刀机构

- 1—固定底刀；2—固定底刀調整螺栓；3—固定底刀固定用的螺栓；
4—回轉刀輥；5—回轉刀；6—回轉刀的固定螺栓；7—回轉刀的調整螺栓；8—由操作面調动橫切机构用的手輪；9—橫切机构的橫梁

回轉刀輥用鑄鐵制成，每个刀輥上装有一把刀片。装刀可采用径向安装或切綫安装。径向的安装方法是将刀片安装在刀輥半径的延长綫上，刀片的刃角为 $70 \sim 80^\circ$ 。切綫的安装方法是将刀片安装在刀輥的切綫方位上，刀片刃角較小。刀片厚度为 $14 \sim 20$ 毫米，寬度为 $100 \sim 120$ 毫米，长度要較紙幅寬度大 50 毫米左右。刀片应具有較大的硬度（洛氏 $53 \sim 56^\circ$ ），其刀鋒要耐磨。以往，刀片多采用碳素工具鋼制成。近代，已有采用低碳鋼和优質鋼的复合鋼刀；复合鋼刀具有較强的韌性，刀鋒也耐磨。

固定底刀安装在机架上。为保证紙張的切口整齐平滑，必需使固定底刀与回轉刀之間的縫隙小于紙幅的厚度。調刀时，可根据这个要求，利用底刀的固定螺絲調整两把刀之間的縫隙，縫隙应保持均匀。

在裁切过程中，設平板紙的要求长度为 a ，而紙幅的綫速度为 v ，則具有一把刀片的刀輥的回轉速度为：

$$n = \frac{v}{a} \text{ 轉/分} \quad (7-13)$$

回轉刀施諸于紙幅的剪切力由其安装型式决定。如回轉刀的刃口是与固定底刀成平行的，則剪切力 P_1 为：

$$P_1 = q_p b \text{ 公斤} \quad (7-14)$$

式中 q_p ——单位剪切力，公斤/米，一般为 $2000 \sim 3000$ 公斤/米，視紙种而定；

b ——紙幅的寬度，米。

因此，裁切紙幅所作的功应为：

$$A_1 = q_p b \delta \text{ 公斤} \cdot \text{米} \quad (7-15)$$

式中 δ ——被切紙幅的总厚度，米。

而，裁切紙幅所需功率为：

$$N_1 = \frac{A_1}{102\tau_1} = \frac{q_p b \delta}{102\tau_1} \text{ 千瓦} \quad (7-16)$$

式中 t_1 ——由起切至切断所需时间，即 $t_1 = \frac{\delta}{v_H} = \frac{60\delta}{\pi D n}$ 秒；

v_H ——回轉刀刃口的圓周速度，米/秒；

D ——回轉刀刃口运行軌迹的直径，米；

n ——刀輥的回轉速度，轉/分。

$$\text{因此， } N_1 = \frac{q_p b \delta}{102 \frac{60\delta}{\pi D n}} = \frac{\pi D n q_p b}{6120} \text{ 千瓦} \quad (7-17)$$

由上述情况可見，当回轉刀刃口与輥軸平行，亦即与固定底刀平行，則其所形成的剪切力和所需功率都是很大的。为改善这个情况，一般是在刀輥上将回轉刀刃口安装成螺旋綫形。通常所謂“刀輥計算特性系数”即指刀輥长度与上刀刃口螺旋綫的螺距的比值，并用 K 表示之：

$$K = \frac{b_o}{S} \quad (7-18)$$

式中 b_o ——刀輥长度，一般可視為紙幅寬度，米；

S ——上刀刃口螺旋綫的螺距，米。

由图 7-14 中三角形 ABC，可見螺距为：

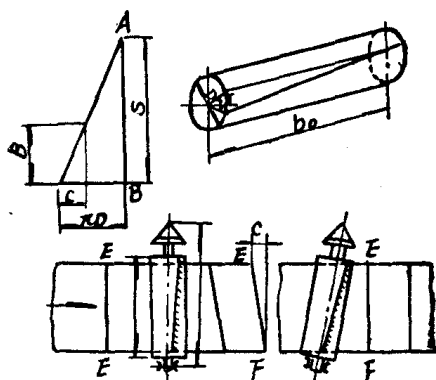


图 7-14 上刀刃口螺旋綫安装和橫切机构的关系簡图

$$S = \frac{\pi D}{\tan \alpha} \text{ 米}$$

式中 D ——回轉刀刃口回轉軌迹的直径，米；

α ——回轉刀刃口螺旋綫的升角，度。

$$\text{因此 } K = \frac{b_o \tan \alpha}{\pi D} \quad (7-19)$$

計算K值時，也可用刀輥的圓心角 γ 和圓周角之比來表示。
圓心角為刀輥上螺旋綫起點及終點在徑向截面上的投影所形成的
夾角，可採用其相應的弧長C來表示，即：

$$K = \frac{\gamma}{360} \quad \text{或} \quad K = \frac{c}{\pi D} \quad (7-20)$$

在一般情況下，K值多取0.03~0.07。

如以刀輥長度等於紙幅寬度，則按螺旋綫形安裝的回轉刀每
次裁切紙幅所經過的時間為：

$$\tau = \frac{c}{\pi D n} = \frac{c}{\pi D} \cdot \frac{60}{n} = K \cdot \frac{60}{n} \text{秒} \quad (7-21)$$

因此，如其單位剪切力仍為 q_p 公斤/米，則裁切時所需功率應
為：

$$N = \frac{A}{102\tau} = \frac{q_p b \delta}{102K \frac{60}{n}} = \frac{n q_p b \delta}{6120K} \text{ 千瓦} \quad (7-22)$$

而其剪切力P為：

$$P = \frac{N}{v_H} = \frac{q_p b \delta}{K \pi D} \text{ 公斤} \quad (7-23)$$

平板切紙機的功率為：

$$N_e = \frac{N}{\eta} \text{ 千瓦} \quad (7-24)$$

式中 η ——傳動效率。採用單刀切紙機， $\eta = 0.80 \sim 0.85$ ；

採用雙刀切紙機， $\eta = 0.75 \sim 0.80$ 。

採用螺旋綫安裝方法可以大大降低功率消耗，並減少剪切
力，又可由平行安裝與螺旋綫安裝的功率和剪切力比較見之。
即：

$$\frac{N_1}{N} = \frac{\pi D n q_p b}{6120} \cdot \frac{6120K}{n q_p b \delta} = \frac{K \pi D}{\delta}$$

$$\frac{P_1}{P} = \frac{q_p b k \pi D}{q_1 b \delta} = \frac{K \pi D}{\delta}$$

在一般情况下，如取 $D=0.45$ 米， $K=0.053$ ， $\delta=0.001$ 米，
則，

$$\frac{N_1}{N} = \frac{P_1}{P} = \frac{(0.05)(\pi)(0.45)}{0.001} = 75$$

当紙幅运行时，裁切綫EF不是与紙幅进行方向垂直的，而是有一定的歪斜，其偏移量 c 即为刀輥軸綫的偏移量。也就是說，刀輥的軸綫与切紙机的安装軸綫必須具有一定的交角，以保証平板紙裁切成为矩形。偏移量 c 又可根据下式考虑：

$$c = vt \quad \text{米} \quad (7-25)$$

式中 v ——紙幅的运行速度，米/秒；
 t ——紙幅横向被切断的时间，秒。

三、平板切紙机的传动机构

平板切紙机的传动机构主要可分为平行軸传动方式和縱軸传动方式两种。

采用平行軸传动时，改变电动机的轉速，或改变电动机皮帶輪直径与主軸皮帶輪直径的比值，即可調整切紙机的操作速度。电动机是通过齒輪传动或交叉皮帶装置，带动回轉刀輥和牵引压輥，同时又可通过錐形皮帶輪来进行一定范围内的变速，以調节其切断长度。这种传动方式虽然比較簡單，但皮帶传动易于发生滑动現象，难以保証裁切长度的准确性。

图 7—15 所示为縱軸传动方式。电动机 8 通过摩擦离合器和齒輪装置，驅動一根縱向主軸 9。在这根縱向主軸 9 上，装有与牵引压輥的传动軸 10、15 相联接的錐形齒輪、与回轉刀輥传动軸 14 和 17 相联接的无极变速机，从而带动牵引压輥和回轉刀輥。无极变速机是带有金属鏈条和錐形輪的传动机构，利用錐形輪表面的放射型齿紋和金属鏈条上的横向活动板銷，稳定切紙机的运

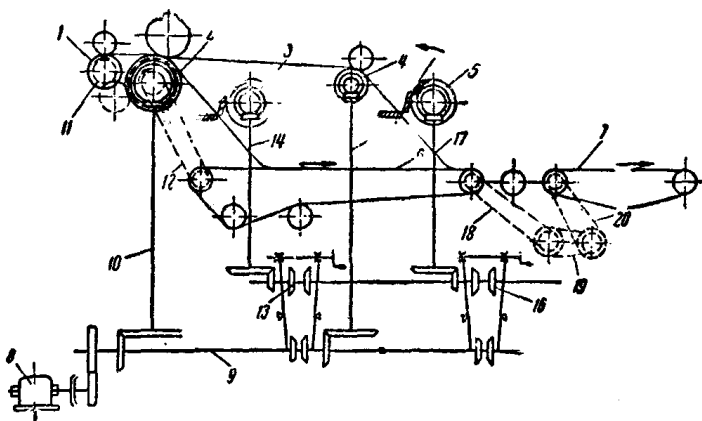


图 7—15 双幅面輪轉式切紙机的縱軸传动简图

1—纵切机构；2—第一牵引压輥；3—第一横切刀；4—第二牵引压輥；5—第二横切刀；6—第一运输带；7—第二运输带；8—切紙机的电动机；9—传动纵軸；10—第一牵引压輥的传动；11—横切机构的传动装置；12—第一运输带的传动；13—第一横切刀的变速机；14—第一横切刀的传动装置；15—第二牵引压輥的传动装置；16—第二横切刀的变速机；17—第二横切刀的传动装置；18—第二运输带变速机传动装置；19—第二运输带的变速机；20—第二运输带的传动装置

行速度，使其几乎不发生滑动，以保証裁切的較高准确度。

考虑到横向裁切所产生剪切力較大，因此錐形齒輪多采用螺旋齿，以增加工作的平稳和嚙合时间。

平板切紙机各个部分的軸承最好是采用滾動軸承。

应该指出，在使用变速机的过程中，必須經常注意鏈条拉紧和潤滑情况。潤滑应采用优質潤滑油，并且每六个月要換油一次。同时，要注意到，只有在切紙机运行时，方可調节变速机，否則会使鏈条受錐形輪卡住而致折断。

参 考 文 献

1. A.A.多尔格連柯:“起重运输机械”,中译本,高等教育出版社,1957年。
2. И.П.塔拉索夫:“带式输送机”,中译本,机械工业出版社,1957年。
3. A.O.斯比伐考夫斯基等:“起重运输机械”,中译本,机械工业出版社,1959年。
4. 交通大学起重运输机械教研组:“起重运输机械”,机械工业出版社,1958年。
5. И.Б.聶罗斯拉夫斯基:“起重运输设备”,中译本,机械工业出版社,1957年。
6. С.Н.梅恩:“运输机械及运输设备”,中译本,高等教育出版社,1958年。
7. К.М.阿斯克納茲:“森林采伐及楞场机械化”,中译本,中国林业出版社,1957年。
8. 苏联中央制浆造纸工业科学研究院:“造纸工作者手册”,第一卷及第二卷第一分册”,中译本,轻工业出版社,1957年及1958年。
9. Friedrich Müller: “Die Papierfabrikation und ihre Maschinen” I Band, 3 Auflage, 1940.
10. Н.Л.Новосельский, В.М.Кунин, И.Я.Дроздов, “Строительные плиты из органического волокна”, Москва, 1956.
11. Н.Н.Непенин: “технология целлюлоза”, Москва, 1956.
12. J.N.Stephenson, “Pulp and Paper Manufacture”, Vol.1, 2, 3, McGraw-Hill Book Co., Ltd., 1950, 1952 & 1953.

13. 隆言泉: “造紙工学” 上冊, 高等教育出版社, 1959年。
14. 营口造紙厂: “制漿造紙工作者手冊”, 1955年。
15. Ф.Г.苏赫曼: “造紙机的計算与构造”, 中譯本, 輕工业出版社, 1957年。
16. Ф.Г.Шухман: “Бумаго-делательные машины” том II, Москва, 1957.
17. Е.И. Грибов: “Кровельный картон”, Москва, 1956.
18. И.Я.艾德林: “造紙机与整紙机”, 中譯本, 輕工业出版社, 1957年。
19. Б.А.加叶夫斯基: “造紙工业的机器与設備”, 中譯本, 輕工业出版社, 1959年。
20. А.Д.杜馬什涅夫: “化学工业机器与設備” 上冊, 化学工业出版社, 1957年。
21. 天津大学等: “制漿造紙設備的維修与安装”, 中国財政經濟出版社, 1961年。
22. 輕工业部造紙工业管理局: “造紙专业机械安装 施工及驗收暫行技术規范”, 1956年。
23. D.M.Gardiner, “Deflection Equation for Non-Uniform Loadings”, “Pulp & Paper Magazine of Canada”, Vol.61, No.7: T357, July, 1960.

[General Information]

书名=制浆造纸设备

作者=北京轻工业学院编

页数=404

SS号=11092293

DX号=

出版日期=1962年11月第1版

出版社=中国财政经济出版社